

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ І
МЕХАНОТРОНІКИ**

«На правах рукопису»
УДК 644.681/.684

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ О.Ф. Луговський
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація

зі спеціальності 131 Прикладна механіка.
(код і назва спеціальності)

на тему: Розробка експериментального стенду для зняття робочої
характеристики демпферних пристроїв промислового та медичного
призначення

Виконав : студент 6 курсу, групи _____
(шифр групи)

(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській
дисертації немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»
Механіко-машинобудівний інститут**

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень «магістр»
Рівень вищої освіти – другий (магістерський)
Спеціальність 131 Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ О. Ф.
Луговський
(підпис) (ініціали, прізвище)
«__» _____ 2017 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Розробка експериментального стенду для зняття
робочої характеристики демпферних пристроїв промислового та
медичного призначення _____

науковий керівник дисертації _____ ,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 2018 р. № 934-с

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження _____

4. Предмет дослідження _____

5. Перелік завдань, які потрібно розробити _____

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу _____

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	Ковтун А.І., асистент		

9. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
	Проведення першого пошуку за узгодженою темою		
	Аналіз існуючих видів та конструкцій		
	Окреслення кола застосування		
	Розробка та проект стенду		
	Розробка схеми стенду та зразка демпфера		
	Прийняття участі у науковій конференції		
	Створення методики зняття характеристики демпфера та перевірення ефективності роботи		
	Тестування демпферу та дослідження гідродинамічних процесів		
	Проведення зняття експериментальних досліджень стенду		
	Оформлення магістерської дисертації		

Студент

_____ (підпис)

_____ (ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

_____ (підпис)

_____ (ініціали, прізвище)

Пояснювальна записка до магістерської дисертації

на тему: «Розробка експериментального стенду для зняття робочої характеристики демпферних пристроїв промислового та медичного призначення»

Київ- 2018 року

РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на тему: «Розробка експериментального стенду для зняття робочої характеристики демпферних пристроїв промислового та медичного призначення» складається з 5 розділів, обсяг пояснювальної записки — сторінок основного тексту, включає 43 рисунки і 22 таблиці та 8 плакатів графічного матеріалу.

Метою роботи є розробка стенду, для зняття статичної характеристики та дослідження робочих процесів протікаючих у робочій рідині демпфера малої групи, таких як спінювання, зміни в'язкості, температури та кавітації шляхом візуалізації гідродинамічних процесів. Та визначення особливостей течії робочої рідини в заданих експлуатаційних режимах роботи демпфера.

Візуалізація робочих процесів дасть можливість виявити стадії утворення вспінювання і кавітації та встановити умови їх утворення та розробити рекомендації.

Для досягнення мети в роботі поставлені наступні задачі:

- Аналіз робочих режимів роботи демпферів та їх класифікація.
- Пошук та дослідження існуючих конструкцій стендів.
- Розробка альтернативної конструкції стенду для зняття робочої характеристики та дослідження шляхом візуалізації демпферів промислового та медичного призначення.
- Розробка методики досліджень гідравлічного однотрубного демпфера.
- Створення та тестування математичної моделі процесу роботи гідравлічного однотрубного демпфера.

В першому розділі даної роботи відбувся аналіз та огляд принципу роботи та призначення демпферів.

В другому розділі робота присвячена розробці схем та конструкції стенду для випробування та дослідження демпферів.

В третьому розділі виконано експериментальне дослідження роботи демпфера.

Об'єктом досліджень є процес функціонування гідравлічного амортизатора та гідродинамічні процеси, що відбуваються в ньому під час роботи.

Предметом дослідження є вплив на робочу характеристику таких явищ як кавітація, спінювання та зміна в'язкості при різних режимах роботи.

- Для візуалізації процесів використаний спеціальний демпфер з прозорим елементом якого виконані з поліметилкрилату, що дозволяє спостерігати та фіксувати зміну стану рідини.
- Розроблено різноманітні варіації привода з механічним та гідравлічним виконавчим органом.

Публікації. За темою магістерської дисертації було опубліковано 3 праці, а саме 2 тези на всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених та студентів. Одна теза на міжнародній науково-технічній конференції.

Ключеві слова: *демпфер, стенд, робоча рідина, візуалізація статична характеристика, стенд, спінювання, кавітація, в'язкість, гідродинамічні процеси, рідина, експериментальне дослідження.*

РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация на тему: «Разработка экспериментального стенда для снятия рабочей характеристики демпферных устройств промышленного и медицинского назначения» состоит из 5 глав, объем пояснительной записки __ страниц основного текста, включает 43 рисунки и 22 таблицы и 8 плакатов графического материала.

Целью работы является разработка стенда для снятия статической характеристики и исследования рабочих процессов, протекающих в рабочей жидкости демпфера малой группы, как вспенивания, изменения вязкости, температуры и кавитации путем визуализации гидродинамических процессов. И определения особенностей течения рабочей жидкости в заданных эксплуатационных режимах работы демпфера.

Визуализация рабочих процессов позволит выявить стадии образования вспенивания и кавитации и установить условия их образования и разработать рекомендации.

Для достижения цели в работе поставлены следующие задачи:

- Анализ рабочих режимов работы демпферов и их классификация.
- Поиск и исследование существующих конструкций стендов.
- Разработка альтернативной конструкции стенда для снятия рабочей характеристики и исследования путем визуализации демпферов промышленного и медицинского назначения.
- Разработка методики исследований гидравлического однотрубного демпфера.

- Создание и тестирование математической модели процесса работы гидравлического однотрубного демпфера.

В первой главе данной работы состоялся анализ и обзор принципа работы и назначения демпферов.

Во втором разделе работа посвящена разработке схем и конструкции стенда для испытания и исследования демпферов.

В третьем разделе выполнен экспериментальное исследование работы демпфера.

Объектом исследований является процесс функционирования гидравлического амортизатора и гидродинамические процессы, происходящие в нем во время работы.

Предметом исследования является влияние на рабочую характеристику таких явлений как кавитация, вспенивания и изменение вязкости при различных режимах работы.

- Для визуализации процессов использован специальный демпфер с прозрачным элементом которого выполнены из полиметилкрилата, что позволяет наблюдать и фиксировать изменение состояния жидкости.

- Разработаны различные вариации привода с механическим и гидравлическим исполнительным органом.

Публикации. По теме магистерской диссертации было опубликовано 3 работы, а именно 2 тезисы на всеукраинской научно-технической конференции молодых ученых и студентов. Один тезис на международной научно-технической конференции.

Ключевые слова: демпфер, стенд, рабочая жидкость, визуализация статическая характеристика, стенд, вспенивание, кавитация, вязкость, гидродинамические процессы, жидкость, экспериментальное исследование.

ABSTRACT

Master's dissertation on the theme: "Development of an experimental stand for the removal of the working characteristics of damper devices for industrial and medical purposes" consists of 5 sections, the volume of the explanatory note __ pages of the main text, includes 43 drawings and 22 tables and 8 posters of graphic material.

The purpose of the work is to develop a stand, to remove static characteristics and to study the working processes of a small group of damper flowing in the working fluid such as foaming, viscosity change, temperature and cavitation through the visualization of hydrodynamic processes. But determination of the characteristics of the flow of the working fluid in the given operating modes of the damper.

Visualization of work processes will enable to identify the stages of formation of foaming and cavitation, and to establish the conditions for their formation and to develop recommendations.

To achieve the goal in the work set the following tasks:

- Analysis of operating modes of damper operation and their classification.
- Search and study of existing stands designs.
- Development of an alternative design of the stand for the removal of performance and research by visualizing damper industrial and medical purposes.
- Development of research method of hydraulic single-tube dampener.
- Creation and testing of a mathematical model of the process of hydraulic single-tube dampers.

In the first section of this work there was an analysis and review of the principle of operation and the assignment of damper.

In the second section, the work is devoted to the design of circuits and design of the stand for testing and research of damper.

In the third section an experimental study of the damper operation is performed.

The object of research is the process of functioning of a hydraulic shock absorber and the hydrodynamic processes occurring there during operation.

The subject of the study is the impact on the performance of such phenomena as cavitation, foaming and change in viscosity under different operating conditions.

- For the visualization of processes used a special damper with transparent elements which are made of acryl, which allows to observe and record the change in the state of the liquid.

- Different variations of the drive with a mechanical and hydraulic executive body are developed.

Publications On the theme of the master's thesis 3 papers were published, namely 2 theses at the All-Ukrainian scientific and technical conference of young scientists and students. One thesis at the international scientific and technical conference.

Key words: *damper, stand, working fluid, visualization static characteristics, stand, foaming, cavitation, viscosity, hydrodynamic processes, fluid, experimental study.*

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	5
РЕФЕРАТ	7
ABSTRACT	9
РОЗДІЛ 1	
ПРИЗНАЧЕННЯ ДЕМПФЕРІВ ТА ЇХ КЛАСИФІКАЦІЯ	
1.1.Призначення демпферів	14
1.2.Класифікація демпферів	16
1.3.Основна робоча характеристика та особливості роботи гідравлічних демпферів	17
1.4.Конструкція та принцип роботи однотрубного газомасляного демпфера	19
1.5. Основні недоліки робочої характеристики демпфера	
1.5 .1 Залежність робочої характеристики від кавітації.....	21
1.5 .2 Залежність робочої характеристики від температури (в'язкості), густини	23
1.5.3. Шляхи зменшення залежності робочої характеристики в змінних умовах експлуатації	25
1.5.4. Візуалізація робочих процесів	36
1.6.Огляд стендів для зняття статичних характеристик демпферів...	40
1.7. Альтернативні схеми стендів на гідравлічному та механічному приводі	
1.7.1. Альтернативна принципова гідравлічна схема.....	47
1.7.2. Альтернативні конструкції з механічним приводом	48
Цілі та задачі	48
Висновки до розділу	40

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА СХЕМИ СТЕНДУ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНОЇХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ВІЗУАЛІЗАЦІЇ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ОДНОТРУБНОМУ ГІДРАВЛІЧНОМУ ДЕМПФЕРІ

2.1. Основні вимоги до стенду	51
2.2 Розробка схеми експериментального стенду	52
2.3 Розробка та розрахунок схеми з гідравлічним приводом	
2.3.1. Розробка гідравлічної схеми приводу стенду	54
2.3.2. Обґрунтування вибору гідравлічної принципової схеми приводу. переваги та недоліки	56
2.3.3. Гідравлічний розрахунок та вибір трубопроводів	56
2.4 Розробка та розрахунок схеми з механічним приводом	
2.4.1. Розробка конструкції стенду на механічному приводі	62
2.4.2. Обґрунтування вибору конструкції з механічним приводом переваги та недоліки	63
2.4.3. Розрахунок механічного приводу	64
2.5 Розрахунок на міцність циліндру з оргскла (тиск в закритій порожнині товщину стінки кришки)	67
2.6. Підбір устаткування	
2.6.1. Для гідравлічного приводу	69
2.6.2. Для механічного приводу	72
2.7.Методика проведення експерименту	73
Висновки до розділу	74

РОЗДІЛ 3

КОНСТРУЮВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДУ ТА РОЗРАХУНОК ДЕМПФЕРА

3.1.Компоновка та монтаж елементів устаткування у робочій площині	75
3.2 Візуалізація процесів в однотрубному демпфері	77
3.3 Математичне моделювання роботи демпфера	84
Висновки до розділу	92

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Характеристика робочої рідини та методи забезпечення індивідуального захисту	94
4.2 Пожежна безпека.....	95
4.3 Загальна характеристика мікроклімату робочої зони під час роботи над дипломною роботою	96
4.4 Освітлення робочого приміщення	96
4.5 Визначення відповідності освітлення приміщення нормативним значенням штучного освітлення робочої зони.....	97
4.6 Прогнозування та оцінювання інженерної та пожежної безпеки під час аварії на вибухонебезпечних об'єктах	102
Висновки до розділу	103

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

5.1 Опис ідеї проект	104
5.2 Технології застосування	105
5.3 Аналіз ринкових можливостей проекту	106
5.4 Розробка ринкової стратегії проекту	109
Загальні висновки.....	114
Списки використаних джерел	115

РОЗДІЛ 1. ГІДРАВЛІЧНІ СИСТЕМИ ДЕМПФУВАННЯ

1.1. Призначення демпферів

Автомобілі, мотоцикли і їх підвіска являють собою коливальну систему, що включають в себе окремі фрагменти і агрегати, з'єднаних між собою пружними пристроями і демпферами - гасителями коливань[1].

До пружного пристрою відносяться деформовані під дією прикладеного навантаження з'єднувальні елементи, які створюють при цьому протидіє силу, пропорційну деформації, і відновлюють свої розміри при знятті навантаження. Таку силу опору називають силою пружності; її важливішою властивістю є повернення енергії, витраченої на деформацію. До гасячи пристрою в автомобільній підвісці відносяться ті сполучні елементи, які під дією навантаження деформуються і створюють опір відповідний швидкості деформації, а при знятті навантаження самостійно не повертають свої початкові габарити. Такий опір називають не пружним; воно властиво всім видам тертя і його найважливішою відмінністю є безповоротне поглинання енергії, витраченої на деформацію і перетворюється в якісь інші види [1].

У тих випадках, коли з'єднувальні елементи мають одночасно пружні і гасять властивості (гума, поропласт, спеціальні пристрої і т. п.), Їх називають демпферами з пружинними властивостями, або пружними пристроями з приглушують властивостями в залежності від того, які властивості є головні. На практиці пружні елементи в чистому вигляді практично не зустрічаються, навіть сталеві кручені пружини і торсіони мають незначним не пружним опором (міжмолекулярне тертя) [1].

Значення гасіння коливань в підвісці безперервно зростає зі збільшенням швидкості руху і підвищенням вимог до плавності ходу. Однак випускаються амортизатори не завжди задовольняють зростаючим вимогам до якості конструкцій і технології їх виготовлення. Такий стан

обґрунтовується, зокрема, неповнотою систематизованих матеріалів про робочі процеси гасіння коливань і характеристик демпферів, а також тим, що методи випробувань ще недостатньо розроблені [1].

Гасіння коливань ґрунтується на перетворенні кінетичної енергії в інші види енергій: теплову або електричну. Переклад механічної енергії в електричну дозволяє розсіяти або акумулювати енергію коливань. Однак в транспортних машинах цей спосіб не застосовується через його складність і високу вартість. Перетворення механічної енергії в теплову з подальшим її розсіюванням здійснюється, як відомо, за допомогою сухого тертя - фрикційні демпфери та за допомогою рідинного тертя – гідравлічні демпфери, внаслідок міжмолекулярної тертя - пневматичні і гумові амортизатори, які мають одночасно пружність, а також при спільній дії зазначених сил опору, що зустрічається в практиці найчастіше [1].

Розрахунками та експериментами встановлено, що на сучасному рівні техніки найбільш легкими і компактними при однаковій потужності можуть бути тільки гідравлічні амортизатори, які мають також доступністю регулювання і стабільну характеристику в широкому діапазоні частот коливань (до 20 Гц) [1].

Принцип дії гідравлічного амортизатора зводиться до перетворення механічної енергії коливань внаслідок в'язкого тертя в теплову енергію з подальшим її розсіюванням (нагрів до $\sim 100^{\circ}\text{C}$ і більше). Пристрій гідравлічного амортизатора аналогічно пристрою поршневого насоса. Особливість є в тому, що мастило перекачується тільки всередині демпфера з однієї камери в іншу по замкнутому колу циркуляції. Амортизатори в зв'язку з цим є різновидністю гідравлічних апаратів, які працюють при приблизно середніх і високих тисках (телескопічні - при тисках $25\text{--}50\text{ кг/см}^2$. і важелі - при тисках $150\text{--}300\text{ кг/см}^2$). Залежно від зворотного тиску визначаються необхідні конструктивні розміри

дроселюючих систем, які являють собою сукупність прохідних каналів, які повідомляють одну робочу камеру з іншого або робочі камери з допоміжними. Дроселююча система повинна бути так розрахована і виконана, так щоб забезпечувати задану характеристику опору і правильне виконання амортизатором свого призначення гасителя коливань. Це завдання в рівній мірі складне як і для конструктора так і для технолога [1].

1.2.Класифікація демпферів



Рис.1.2.1 Класифікація амортизаторів (демпферів)[1]

За типом дії - фрикційної або механічної (сухого тертя), гідравлічні (в'язкого тертя), електромагнітні (за схемою близькі до лінійних двигунів)[1].

За характеристикою дії сили тертя - на демпфери односторонньої та двосторонньої дії (з супротивом по прямому і на зворотних ходах)[1].

Конструкційно гідравлічні демпфери поділяються на важільно-лопатеві, важільно-поршневі й телескопічні (двох і однострубні) з підпором газу або без [1].

За характером зміни сили о пору, в залежності від швидкості та прискорення даного переміщення демпфери розділяються на:

- Демпфери з майже постійною силою тертя.
- Демпфери з силою тертя, яка залежить від зміщення.
- «релаксаційні», переважно встановлюються на швидкохідну гусеничну техніку), при цьому тертя буває як пропорційне зміщенню, або має нелінійну залежність [1].

- Демпфери в яких сила тертя пропорційна швидкості зміщення підресорної маси (більшість сучасних гідравлічних демпферів).
- Демпфер, опір в якого міняється пропорційно прискоренню.

1.3.Робоча характеристика та особливості роботи гідравлічних демпферів

Односторонній і двосторонній демпфер.

Односторонній - демпфер має незначний опір при переміщенні на «стиснення», а основне поглинання енергії відбувається при «відбої». Завдяки цьому вони забезпечують вихідне положення до наступного спрацьовування, це призводить до "пробоїв" і змушує водія знизити швидкість. З появою в 40-ві роки ХХ століття амортизаторів двохсторонньої дії одностороння конструкція поступово вийшла з використання [9].

Демпфер двохсторонньої дії (працює) в обох напрямках, поглинає енергію при переміщенні штока в дві сторони. Така конструкція демпфера більш ефективніша, ніж односторонній демпфер, в тому розумінні, побудована з урахуванням потрібного компромісу між плавністю руху і стабільністю автомобіля на дорозі. У швидкісних автомобілях характерний більш "жорсткі" налаштування, для комфортності пасажирів – більш "м'які", де більша частина роботи демпфера доводиться на "відбій".[9]

Гідравлічні амортизатори

Демпferі гідравлічного типу набули найбільшого поширення. У цих демпферах сила опору на пряму буде залежить від швидкості руху штока. Робоче тіло – мастило (не є змащувальним компонентом) принцип демпфера базується в тому що зворотно-поступальний рух поршня демпфера, поршень через невеликий отвір дроселює мастило з одної камери в іншу, перетворюючи механічну енергію в енергію тепла[9].

Жорсткість демпфера на пряму залежить безпосередньо від початкового налаштування перепускних клапанів (для демпферів масового призначення початкове налаштування задає виробник на стадії виготовлення один раз на весь час експлуатації; в амортизаторах спортивного призначення жорсткість може регулювати користувач), початкову в'язкість рідини (масла) і температури навколишнього середовища яка впливає на в'язкість амортизаторної рідини (масла)[9].

Гідравлічні амортизатори діляться на кілька видів:

За конструкцією:

- однотрубні;
- двотрубні;
- важільні.

За тиском всередині амортизатора:

- без газового підпору;
- з газовим підпором високого тиску;
- з газовим підпором низького тиску.

Підпір газу, в основному мало, впливає на жорсткість демпфера, але покращує його характеристики особливо в умовах сильних навантажень[9].

1.4.Конструкція та принцип роботи однострубного газомасляного демпфера

Представляє собою циліндр, який заповнено робочою рідиною, в якій поршень з клапанно-дросельним вузлом переміщається по довжині. Для того, щоб компенсувати зміну обсягу рідини, то дно циліндра заповнено газом, який віддалений плаваючим поршнем який є перегородкою. Тиск в газовій камері складає приблизно до 25 атмосфер (для покращення характеристик рідини при нагріві і усунення можливого виникнення кавітації) [9].

Переваги: Ця конструкція являється найефективнішою. Має стабільні показники роботи в різноманітних дорожніх умовах, також при великих навантаженнях і найбільшу швидкість реакції на раптові зміни дорожніх умов навіть при високих швидкостях [9].

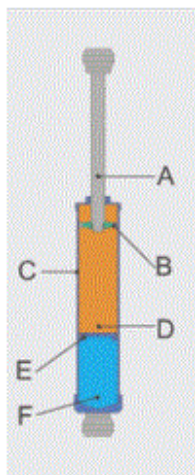


Рис.1.4.1 Схема однострубного демпфера [9]

В даній конструкції дуже стабільні характеристики за рахунок того, що газ "F" віддалений від рідини перегородкою плаваючи поршнем "E" і за рахунок цього ефект спінювання масла минає повністю: через високий тиск газу і, як наслідок вспінювання та кавітація не виникають навіть при високих навантаженнях [9].

Малі кути крену при входженні автомобіля в повороти (в порівнянні з двотрубною конструкцією), на 5-20% зменшується гальмівний шлях.

Такі амортизатори не бояться нахилів, не вимагають "прокачування" перед встановленням і можуть встановлюватися штоком вниз, що покращує характеристики підвіски за рахунок зниження без пружинних мас.

Стінка робочого циліндра має безпосередній контакт з повітрям, що поліпшує охолодження рідини (масла) і призводить до зниження ймовірності перегріву (тобто прискорюється охолодження).

Поршень і циліндр має великий діаметр, а рідина більший обсяг - це збільшує теплоємність системи. (Нагрів відбувається значно повільніше).

Мають 1.5-2,2 рази більший термін служби в порівнянні з амортизаторами двохтрубною конструкції з тими ж розмірами.

Однотрубний амортизатор є економічно більш вигідний для власників автомобіля, оскільки більш рідкісна заміна економить суми порівнянні з вартістю самого амортизатора, забезпечує високу безпеку руху на дорозі.

1.5. Основні недоліки робочої характеристики демпфера

Якщо компенсаційна камера "F" знаходиться прямо в робочому циліндрі, то даний амортизатор має менший хід в порівнянні з двохтрубною конструкцією при однакових зовнішніх розмірах, проте

зменшення габаритів клапанних наборів і поршня значно знижує цю величину[9].

Винесення компенсаційної камери в окремий елемент застосовується тільки для окремо взятих автомобілях в основному орієнтованих на спортивну їзду і в серійному виробництві не використовується[9].

Високий тиск в амортизаторі створює значну виштовхуючу силу на шток (десятки кілограм), що може вимагати заміни пружин підвіски на більш слабкі[9].

Даний амортизатор дуже критичний до пошкодження «вм'ятин» на зовнішній стінці циліндра, це призведе до заклинювання поршня і повного виходу з ладу, в той час як двотрубний амортизатор навіть не помітить «вм'ятини». Згідно зі статистикою ймовірність виникнення даних ушкоджень наближається до 0.01% щодо всього обсягу поставляються амортизаторів, значна частина випадків відбувається при транспортуванні або іноді некваліфікованої установці в підвіску[9].

Однотрубний амортизатор складніше у виготовленні ніж двох трубний, оскільки високий тиск компенсаційного газу накладає значно більші вимоги до якості ущільнень, матеріалами і покриттям деталей. Це доводить вищу вартість амортизатора[9].

1.5.1 Залежність робочої характеристики від кавітації

У гідравлічних розрахунках зазвичай не враховуються можливі порушення цілісності руху рідини, які відбуваються в місцях, де абсолютний тиск падає до тиску насичених парів рис.1.5.1. Вакуум досягає граничного для рідини значення, і рідина закипає, виділяючи пари і розчинений в ній газ. Такі явища нерідко виникають в

амортизаторах і називаються кавітаційними. Кавітацією взагалі називають місцеве кипіння рідини при пониженні тиску з подальшою конденсацією парів в області підвищеного тиску. Кавітація зазвичай супроводжується характерним шумом і вібраціями, а також явищами ерозії і корозії поверхні деталей дроселюючих системи[1].

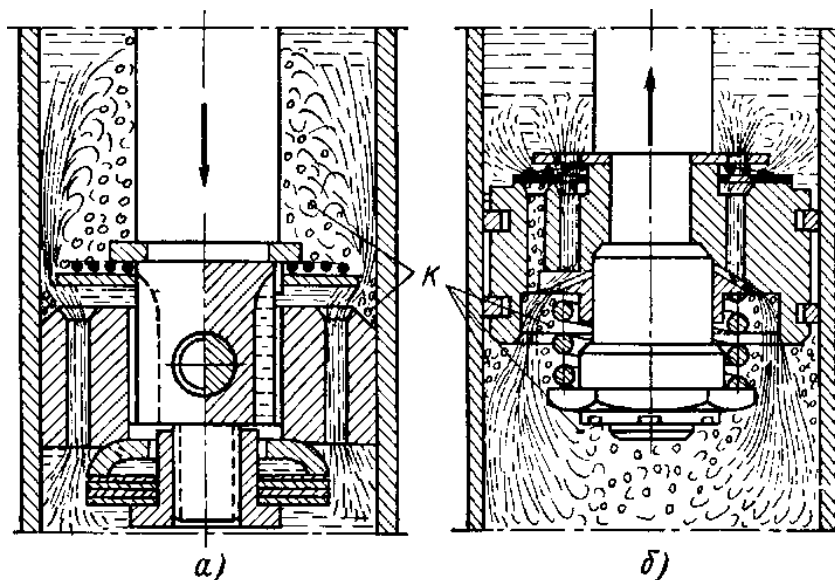


Рис.1.5.1.Схема кавітаційних кишень К в демпфері [1]

a – коло стінок циліндру і штока при течії рідини через перепадний клапан *б*- під поршнем при роботі клапана віддачі.

У гідравлічних амортизаторах і гідропневматичних пристроях підвіски характерна кавітація двох основних типів: об'ємна - в робочій порожнині і струменева - в потоці рідини. Кавітація обох типів часто виникає разом[1].

Для визначення критичних значень параметрів потоку (тисків і швидкостей), при яких починається струменеві кавітація, користуються безрозмірним числом Тома:

$$T_o = \frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho \cdot V_1^2}$$

де p і v - значення тиску і швидкості в потрібнім перерізі потоку (наприклад, на вході у впускний клапан)[1].

Перші ознаки кавітації спостерігаються, коли число To стає менше одиниці. Точне значення критичного числа To залежить від форми дроселюючого елемента, поверхневого натягу, кількості розчиненого повітря і в'язкості рідини. У разі затопленого відводу вихрова кавітація починається у країв отвору при $To < 0,5$. якщо число To стає менше критичного, то в зоні зниженого тиску (вакууму) виникають дрібні бульбашки (каверни), наповнені парами і повітрям, які з шумом зникаються, коли протягом виносить їх в область підвищеного тиску. Це так званий режим початкової кавітації. При подальшому зменшенні числа To бульбашки виділяються в більшій кількості і збільшуються в зоні відриву потоку від стінок. Виникає кавітаційна область, яка, поширюючись в робочу камеру, утворює великі каверни і служить однією з причин об'ємної кавітації. Але в більшості випадків об'ємна кавітація в демпфері виникає з інших причин (статичне вакуумування та ін.)[1].

1.5.2 Залежність робочої характеристики від температури (в'язкості), густини

Робочим тілом в гідравлічних амортизаторах служать мало-в'язкі рідини на Нафтовій основі (мінеральні мастила), які містять спеціальні синтетичні добавки, що забезпечують необхідні фізико – технічні властивості і їх стійкість, відсутні у змащувальних мастил. В'язкісні присадки також застосовують для отримання мінімальної зміни в'язкості в широкому діапазоні експлуатаційних температур, однак вони не завжди дозволяють зберегти постійними змащувальну здатність демпфера, опір окисленню при високих

температурах, спінювання, розчинність газів, температури застигання, кипіння і інші властивості масел[1].

В'язкість. проявляється в опорі рідини відносному ковзанню шарів. Виникнення різниці швидкостей du на протилежних поверхнях, віддалених один від одного на відстані dz (в малій частці рідини), обумовлює (по Ньютону) поява напруги зсуву[1].:

$$\tau = \mu' \frac{du}{dz}$$

де μ' - коефіцієнт пропорційності, називається динамічним коефіцієнтом в'язкості. Закон Ньютона можна представити в наступному вигляді[1].:

$$dP_\tau = \mu' \frac{du}{dz} dS \text{ або } \mu' = \frac{dP_\tau}{dS \frac{du}{dz}}$$

де dP_τ - елементарна величина сили в'язкісно тертя;
 dS - площа дотику шарів в частці рідини.

Якщо маємо дві паралельні пластини з площею S , розміщені на малій відстані h і рухомі одна відносно іншій зі швидкістю x , [1]:

$$\frac{du}{dz} \approx \frac{x}{h}$$

Вважаючи, що рідина прилипає до всієї поверхні пластин, знайдемо[1]:

$$P_\tau = \mu' S \frac{x}{h} = \nu p_{\text{ж}} S \frac{x}{h}$$

де $\nu = \frac{\mu'}{p_{\text{ж}}}$ коефіцієнт кінематичної в'язкості.

На практиці в'язкість рідини визначають непрямыми вимірами, основаних. На протіканні рідини через калібрований отвір (віскозиметр Енглера) [1].

Застосовують найчастіше показання віскозиметра при 20, 50 і 100 ° С ($E_{20}^{\circ}, E_{50}^{\circ}, E_{100}^{\circ}$). Перерахунок E° в значення кінематичної в'язкості можна вираховувати спрощеною формулою [1]:

$$\nu = 0.73E^{\circ} - \frac{0.063}{E^{\circ}}$$

Співвідношення між різними виразами в'язкості приведені в роботах Т. М. Башта і М. Гійона в'язкість ν_{Σ} суміші n мінеральних масел з в'язкостями $\nu_1, \nu_2 \dots \nu_n$ приблизно визначають з формули $\nu_{\Sigma} = \nu_1 a_1 + \nu_2 a_2 + \dots + \nu_n a_n$ де $a_1, a_2 \dots, a_n$ - об'ємні частини кожного масла в суміші. [1].

В'язкість всіх без винятку рідин залежить від температури. Відносно невеликі зміни температури викликають великі зміни в'язкості. Для опису цієї залежності виведено багато емпіричних формул. Однак вони дають лише наближене значення в'язкості ν і в обмеженому діапазоні температур [1].

1.5.3. Шляхи зменшення залежності робочої характеристики в змінних умовах експлуатації

Для покращення хімічних і фізичних властивостей масла в основу рідини вводять присадки, які стабілізують і покращують зазначені властивості. Зокрема, застосовують в якості антиокислювальних і антиосадкових утворень присадок «дифениламін», іонол (та-панол); для підвищення змащувальних і протизносних властивостей використовують совол (пента-хлордіфеніл) і ін. В деяких випадках знаходять застосування добавки графіту, дісульфітмолібдена і т. п. [1].

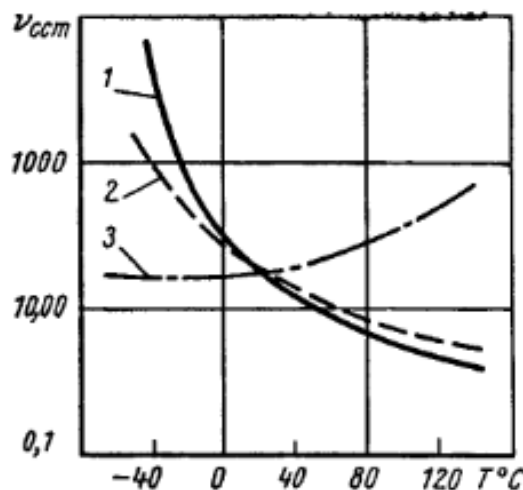


Рис 1.5.2. Вплив в'язкості присадки на поліпшення в'язкісно-температурної характеристики масла[1]

1 – «веретенне масло» АУ. 2 - те ж, масло з присадкою ЕРС № 5; 3 – бажана характеристика протікання в'язкісно-температурної кривою для амортизаторної рідини.

Щільність рідини. Визначається відношенням маси рідини m_p до її об'єму V_p : $\rho_p = \frac{m_p}{V_p}$ (за умови, що рідина - однорідне, суцільне середовище). Щільність пов'язана з об'ємною вагою співвідношенням $\gamma_p = \rho_p g = 850/890 \text{ кг/м}^3$. [1]

Температурне розширення. Визначається зміною обсягу рідини $\Delta V_{ж}$ під впливом температури: $\Delta V_{ж} = \beta_t (T_1 - T_0) V_{ж0}$ и $V_{ж1} = V_{ж0} + \Delta V_{ж}$ де β_t – коефіцієнт температурного розширення. При зміні температури під час експлуатації обсяг заправляється рідини залежить від коефіцієнта $\beta_t = 0,00065 \div 0,0008 \text{ 1/град}$, що необхідно враховувати. [1]

Стисливість. Визначається зміною обсягу рідини $\Delta V_{жр}$ під дією тиску. Стисливість проявляється тільки при високому тиску (500 *ат* і вище) і характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення β_p : $\Delta V_{жр} = \beta_p (p_1 - p_0)$ [1].

$$\Delta V_{\text{жр}0} \text{ и } \Delta V_{\text{жр}1} = \Delta V_{\text{жр}0} - \Delta V_{\text{жр}} .$$

Пароутворення. Визначається зміною агрегатного стану рідини на газоподібне - може відбуватися як на поверхні (випаровування), так і в рідині при певних умовах (температура і тиск, кипіння). Тиск, при якому рідина закипає в нормальних температурних умовах ($T^0 = 15 \div 20 \text{ } ^\circ \text{C}$), називається тиском насичених парів або тиском пароутворення $p_n = 0.6 \div 0.8 \text{ кг / см}^2$. При такому тиску властивості рідини, що характеризуються параметрами $\gamma_{\text{ж}}$, β_t , β_p , змінюються. Тиск в амортизаторах знижується до зазначених величин при деяких умовах і супроводжується так званими кавітаційними явищами, які особливо посилюються при нагріванні амортизатора[1].

Розчинення газів. Насичення об'єму рідини $V_{\text{ж}}$ об'ємом газу $V_{\text{г}}$ в дисперсному стані підкоряється закону Генрі.

$$V_{\text{г}} = q_{\text{г}} V_{\text{жд}}$$

де $q_{\text{г}} = q_{\text{г}0} p_{\text{г}}$ - коефіцієнт розчинності; $q_{\text{г}0} = q_1 + q_2$ $T_{\text{г}} = 0.1 \div 0.12$.

Величини q_1 і q_2 залежать від роду рідини і абсолютної величини тиску $p_{\text{г}}$ на Поверхні розділу. Повітря виділяється з рідини при зниженні тиску інтенсивніше, ніж розчиняється. Це враховують пристроєм дренажу газу в компенсаційну порожнину[1].

Поверхневий натяг. Виявляється в утворенні стійкої плівки рідини на поверхні розділу з газом. Рідина з опуклим меніском менш схильна до пароутворення і полегшують створення ущільнень. Недоліком таких рідин є зазвичай незадовільні змочувальна і змащувальна здатності, що також перешкоджають їх використанню в амортизаторах. [1]

Теплоємність. Характеризується питомою теплоємністю C_m , яка при $T_{ж} = 0 \div 100^\circ C$ у мінеральних масел приблизно вдвічі менше, ніж у води[1].

Теплопровідність. Характеризується коефіцієнтом теплопровідності γ_m який залежить від температури $\gamma_m = \gamma_{m0} (1 + 0.012T_{ж})$ і у мінеральних масел приблизно в 5 разів менше, ніж у води. При створенні потужних амортизаторів з великими діаметрами робочого циліндра, а також при форсованих випробувань необхідно враховувати низьку теплоємність і теплопровідність робочих рідин[1].

Більшість робочих рідин, застосовуваних у телескопічних амортизаторах, має такі характерні величини в'язкості: $\nu_{20} = 30 \div 60$, $\nu_{50} = 10 \div 16$ та $\nu_{100} = 3.5 \div 6$ сст. При негативних температурах в'язкість різко зростає і по її величині можна умовно розділити всі амортизаторні рідини на п'ять груп: $\nu_{-40} \geq 20000$ 2) $10000 \leq \nu_{-40}$; 3) $5000 \leq \nu_{-40} \leq 10000$; 4) $2500 \leq \nu_{-40} < 20000$ 5) $\nu_{-40} < 2500$ сст. До першої групи належать суміші масел турбінного і трансформаторного, деякі сорти веретенного масла – переважно з нафти Бакинського походження і окремі зразки зарубіжних амортизаторних рідин. Застосування амортизаторних рідин першої групи можливо лише в зонах з високою і помірною температурами. Друга група, до якої належить більшість амортизаторних рідин, придатна для експлуатації в зоні з помірною температурою і з певними обмеженнями - в умовах Півночі. до третьої групи належать так званих і всесезонні демпферні рідини типу АЖ-12Т, випробування яких в районі Магадана при негативних температурах $-50-60^\circ C$ показали їх придатність з точки зору запобігання поломок телескопічних амортизаторів. До четвертої групи відноситься рідина АЖ-16А, яка майже наполовину є синтетичною рідиною, так як містить присадку «етилполі-силоксанової» рідини ЕПС № 5, що надає суміші відмінні низькотемпературні

властивості і разом з тим найвищу в'язкість при $T_{ж} \geq 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ порівняно з іншими маслами [1].

До п'ятої групи з найбільш низькою в'язкістю при від'ємних температурах Відноситься масляна суміш АМГ-10, що отримується на основі мало в'язкого нафтового дистилляту типу гасу добавкою високомолекулярного згущувачі. Рідина АМГ-10 придатна для роботи в умовах негативних температур від -60°C і вище. Однак недоліком суміші АМГ-10 є те, що загусники типу вініпола і поліізобутилену в великій мірі схильні до деструкції, внаслідок чого в'язкість рідини зменшується при позитивних температурах, а також порушується герметичність [1].

Вимоги до в'язкісно-температурними властивостям і температурне застигання рідини визначаються температурним діапазоном, в якому повинні працювати амортизатори, тобто. от -60 до 120°C і більше. Рекомендована ВНИИНП як заміник веретенного масла АУ рідина Shell Tellus Oil21 (Англія) також має підвищений індекс в'язкості і містить присадки: антиокислювальну, протизносні, антипінну і інгібітор ржавіння[1].

Реальною температурою зимового часу для багатьох районів України є температура $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. При такій низькій температурі і без гаражнім зберіганні, при стоянці на розгрузці - погрузці і т.п. надмірна в'язкість амортизаторной рідини може служити причиною поломки і повного виходу амортизатора з ладу, а також і інших деталей ходової частини автомобіля. У разі значних нерівностей це може відбутись вже при початку руху автомобіля з місця. Спостереження показують, що при в'язкості рідини більше 2 тис. сСт. Відбувається блокування підвіски. Збільшення зусиль опорів практично пропорційно підвищенню в'язкості робочої рідини (рис.1.5.2.2). Істотно, що при цьому заповнення робочого циліндра рідиною через впускний клапан

погіршується, з'являються жорсткі удари і стуки в амортизаторі. При напруженій роботі амортизатора зусилля опору поступово зменшується внаслідок нагріву рідини і зменшення її в'язкості. Так, наприклад, при зимовій експлуатації вантажного автомобіля ЗІЛ-130, коли перепад температур (повітря-амортизатор) складає $30-50^{\circ}\text{C}$, для розігріву амортизатора потрібен час від 20 хв до однієї години в залежності від дорожніх умов і швидкості руху. При стендових випробуваннях ($v_{nmax} = 0.5\text{м/сек}$) рідина амортизатора нагрівається всього за 2-3 хв, і зусилля опору знижуються до нормальної величини. Така значна різниця пояснюється тим, що швидкості відносних переміщень в підвісці в цих умовах значно менше, ніж $0,5\text{ м / сек}$ і, зокрема, блокуванням підвіски амортизаторами. При блокуванні підвіски знижується стійкість автомобіля на дорозі, підвищується його схильність до заносів, збільшуються також вертикальні прискорення і виникають різкі поштовхи, які погіршують плавність ходу. Всі зазначені вище негативні явища підтверджуються спеціальними випробуваннями, виконаними НАМІ і МКЗ. У зв'язку з цим в нових технічних вимогах верхня межа в'язкості амортизаторної рідини при температурі -40°C запропоновано регламентувати величиною $\nu_{-40} \leq 1500\text{ сст.}$ Однак термо-статична характеристика і в цьому випадку не буде отримана, так як повна незалежність характеристики амортизатора від в'язкості можлива лише при в'язкості, що дорівнює 50 сСт (щільовидні дроселі). Зазначена величина визначає верхню межу в'язкості з умови термостатичною, не змінюваної при зниженні температурної характеристики. Але так як амортизаторна рідина працює і при порівняно високих температурах, то важлива і величина в'язкості при температурах 50 і 100°C . Робота з нагріванням зазвичай обумовлена поганими дорожніми умовами, а при цьому (див. Вище) бажано збільшення зусиль опорів амортизатора. У зв'язку з цим великий інтерес представляє залежність в'язкості

робочої рідини від температури, так як зростання зусиль опорів амортизатора при нагріванні має відбуватися автоматично[1].

Вимога в умовах обмеженого зниження в'язкості рідини при підвищених температурах пов'язано з тим, що в умовах тривалої роботи при високих температурах амортизатори телескопічного типу втрачають деяку кількість робочої рідини внаслідок виносного дії штока і значного нагрівання цієї деталі. Встановлено, що за 500 тис. Циклів коливань на зношувальному стенді при температурі 110 °C амортизатори з новими деталями ущільнювачів втрачають до 5 см³ робочої рідини. Режим випробувань характеризувався частотою 380 об/хв. при амплітуді 18 мм (діаметр штока 12 мм)[1].

Товщина виноситься на поверхні штока шару рідини пропорційна в деякій мірі в'язкості рідини і становить приблизно 100 А. Ця рідина не повертається амортизатор внаслідок дифузійного розсіювання і підвищення в'язкості, що підсилює ущільнювальний ефект верхніх кромek манжети. Особливо великі втрати у рідин з малою в'язкістю при високих температурах. Підвищена випаровуваність (при наявності в складі відносно низько киплячих фракцій) не робить істотного впливу на втрати рідини а при роботі в інтервалах температур до 110 ° C[1].

Так, приклад, випаровуваність рідини АУ і особливо АЖ-16 вище, ніж рідин АЖ-12У-2Т та АЖ-12-У2 Над (рис. 1.5.2.3), а за результатами стендових випробувань втрати рідин, навпаки, більше у останніх зразків. Отже, в розглянутих умовах вирішальне значення має відносно менша (на 30-60%) в'язкість рідин типу АЖ-12У, що сприяє інтенсифікації виносного ефекту. Звідси випливає, що в'язкість рідини при високих температурах повинна бути можливо вище $\nu_{100} \geq 3,5 \text{сСт}$ [1].

Для оцінки різних рідин з точки зору стабільності енергоємності їх по черзі випробовують в амортизаторі в умовах безперервної роботи і нагріву (динамометричні і термометричні випробування) Випробування

також підтверджують більш високу ефективність рідини АЖ-16А по зрівнянні з ефективністю рідини АЖ-12Т і веретенного масла АУ. Отже, рідини на нафтовій основі повинні мати в своєму складі такі фракції, які давали б підвищені в'язкості при позитивних температурах. Однак це зазвичай тягне за собою збільшення в'язкості при низьких температурах. Таке основне протиріччя, з яким доводиться зіштовхуватись при виборі складу амортизаторної рідини і яке в даний час важко вирішити без застосування присадок синтетичних силіконових рідин типу ЕПС № 5 з молекулярною вагою 1500-1700 . При цьому неминуче виникає проблема збільшення вартості робочої рідини. Ця проблема вирішується на основі техніко-економічних розрахунків, з яких випливає, що відношення вартості робочої рідини до вартості амортизатора = без рідини в межах 1: 10 є виправданим, якщо при цьому гарантується збереження амортизаторів в умовах всесезонній експлуатації[1].

У зв'язку з наведеним вище аналізом представляють інтерес і чисто синтетичні рідини, використовуючи які, можна значно розширити діапазони робочих температур. В разі прикладу розглянемо рідину типу силкодін з наступними значеннями в'язкості:

Табл.1.1. В'язкісно температурна характеристика

$T_{жс}$ в °С	—60	—54	—34	38	100	200
ν в ссм	—3500	2200	600	40	16	4,3

Застосовуючи таку рідину з подібною температурно-в'язкістною характеристикою в поєднанні з теплостійкими ущільненнями, можна було б значно зменшити розміри і вагу амортизаторів при збереженні і навіть підвищенні їх енергетичних параметрів [1].

Змащуюча здатність. Характеризує протизносній і протизадирній властивості робочої рідини, які оцінюються на чотирьох кульковому

приладі (навантаження орієнтовно 50 кг при діаметрі кульок 9,5мм). Масло АУ витримує навантаження близько 32 - 35 кг. Визначення величин навантажень для амортизаторних рідин слід практикувати при підвищених температурах близько 120-140 ° С. У цьому випадку більш точно можна оцінити і вплив фракційного складу [1].

Фракційний склад рідини. Характеризується температурами спалаху і початку кипіння, а також показаними вище кривими випаровуваності. Ці показники мають також пряме відношення до тиску пароутворення і антикавітаційними властивостями робочої рідини. Наявні дані про значний вплив емульсації рідини на ефективність амортизатора дозволяють регламентувати нижня межа температури спалаху $T_v = 160$ і мінімальну температуру початку кипіння $T_k = 250$ ° С [1].

Піноутворюваність амортизаторної рідини. Відбувається при контакті рідини з газом в умовах великих швидкостей потоку і нагріву, при виникненні кавітаційних явищ і механічним захопленні повітря з компенсаційної камери. Утворення піни (залежить від в'язкості і поверхневого натягу) знижує енергоємність амортизатора порушує умови мастила в тертьових парах. Тому підвищення антипінних властивостей амортизаторних рідин є вельми важливим завданням, але зважаючи на складність її вирішують і конструктивними заходами - повним відділенням рідини від повітря [1].

Стабільність рідини. Визначається збереженням фізико-хімічних властивостей рідини протягом всього терміну служби амортизатора (орієнтовно 5 років) і в умовах консервації. На зміни властивостей рідини впливають такі основні фактори: окислення, температура, вологість, механічні деформації і деструкція присадок, властивості конструкційних матеріалів, радіація і т. п. Всі органічні сполуки при нагріванні розкладаються і з'єднуються з киснем повітря - окислюються. Крім

температури і кисню повітря, до однієї з основних причин окислення відноситься наявність механічних домішок в рідині. Металеві частки, бруд і вода є свого роду каталізаторами окислення. За деякими даними при додаванні в рідину 1% домішок окислення прискорюється майже в 2 рази. Величину окислення рідини оцінюють числом нейтралізації або кислотним числом, яке в експлуатації при самих напружених умовах роботи не повинно перевищувати 1,0 мг КОН на 1 г рідини. З досвіду роботи з амортизаторною рідиною АЖ-12Т слідує, що присадки ДФ-11 і іонол в кількостях відповідно ~0,3 і ~0,6% достатньо ефективні, які тривалий час зберігають свою дію і не впливають на інші характеристики рідини. Визначення стабільності рідини АЖ-12Т проводиться за ГОСТОМ 981-55, але при $T_{ж} = 140^{\circ}\text{C}$ протягом 24 год і пропущенні повітря 10 л/год. При цьому осадку не допускається, початкове кислотне число-не більше 0,04, після окислення - не більше 0,1.

Кислотное число различных катализаторов [30]

Катализа- тор	Время в ч	Кислот- ное число
Вода (-) (+)	3500 3500	0,17 0,90
Fe (-) (+)	3500 400	0,65 8,10
Cu (-) (+)	3000 150	0,89 11,2

Рис.1.5.3. Кислотне число різних каталізаторів[1]

Для амортизаторів характерні різкі зміни і великі величини прискорень руху частинок (молекул) рідини, регулярно досягають величини 100g і більш. Удари і механічні деформації (стиснення) рідини

призводять до розриву довгих молекулярних ланцюгів органічних сполук (деструкція) і окисленню «осколків». Особливо це помітно при використанні високомолекулярних в'язкістних присадок типу вініпор а і поліізобутелена, що перешкоджає їх використанню в амортизаторах, призначених для тривалої експлуатації [1].

Деструкція рідини посилюється при зносі, що труться і збільшенні вмісту механічних домішок, так як при цьому частіше виникають деформації зрізу в дуже тонкому шарі рідини [1].

До рідини, крім наведених, пред'являються вимоги однорідності і відсутності розшаровування при будь-яких можливих температурах зберігання і експлуатації, а також відсутність викристалізації окремих компонентів. Важливою характеристикою є і гідролітична стабільність - здатність зберігати властивості при впливі води. У амортизаторах зміна температурного режиму і теплове розширення викликають «дихання» компенсаційної камери і конденсацію проникаючої всередину вологи. Наявність навіть слідів води в амортизаторній рідині є вкрай небажаним, по-перше, через інтенсивне пароутворення води при температурі 100 °С, яке веде до піноутворення і різкого зниження енергоємності амортизатора; по-друге, через гідроліз компонентів рідини, що супроводжується виділенням смолистих опадів, і, по-третє, через виникнення електролітичних процесів, що викликають корозію конструкційних матеріалів, ерозію і відшаровування хромового покриття штока [1].

Сумісність робочої рідини з конструктивними матеріалами. Характеризується відсутністю корозійної агресивності і шкідливої дії на гумові деталі і є одним з основних показників якості конструкції. Випробування рідини на корозійну дію на метал проводять по ГОСТУ 2917-45. При конструюванні слід виключати ті матеріали, які є каталізаторами окислення рідини. З роз поширених металів до них

відноситься мідь і її сплави. Тому, зокрема, доцільна заміна бронзових втулок на металокерамічні (на основі заліза). Взаємодія рідини і гуми є досить складним і своєрідним процесом. З одного боку, відбувається проникнення рідини і її окремих компонентів в гуму, що супроводжується набуханням гуми. З іншого боку, відбувається вимивання з гуми деяких інгредієнтів, в том числі, антифризу. В результаті можуть змінюватися властивості як гуми, так і рідини. З цієї причини в технічних вимогах жорстко регламентується набухання гуми, яке повинно бути мінімальним. Так, наприклад, спеціально підібрана для манжет амортизаторів МКЗ гума 7-ІРП-1100-1 в рідині АЖ-12Т набухає на $\pm 1\%$ (у вагових і об'ємних співвідношеннях). Приблизно такі ж показники має ця гума і в веретені маслі АУ. Випробування на опір гуми набухання в демпферній рідині виробляються при температурі 70 і 100 ° С протягом 10 діб (на відміну від ГОСТУ 421-59, передбачену витримку лише 72 год.)[1].

Властивості рідини, залитої в амортизатор, змінювати майже неможливо. організація робочого процесу і проектуванні амортизатора повинні базуватися на реальних властивостях рідини, які слід безперервно покращувати. Необхідність здійснення закономірного зміни сили опору в залежності від швидкості відносного переміщення витискувача рідини (поршня, штока) і Вимога термостатичної характеристики амортизатора, а також інші питання обумовлюють необхідність звернення до гідродинаміки [1].

1.5.4. Візуалізація робочих процесів в однотрубному демпфері

Проведені нами дослідження показали значний вплив кавітації та спінення на робочу характеристику демпфера. Гідравлічні однотрубні демпфери набули широкого розповсюдження в об'єктах віброзахисту машинобудівного комплексу. В порівнянні з двотрубними демпферами

вони мають ряд переваг, головною з яких є менша чутливість робочої характеристики до температури та кавітації. Гідродинамічна кавітація в демпферах виникає в наслідок місцевого зниження абсолютного тиску, до тиску насичених парів, в одній з його порожнин. У гідравлічних демпферах і гідропневматичних пристроях підвіски характерна кавітація двох основних типів: об'ємна - в робочій порожнині і струменева - в потоці рідини. Принцип роботи однотрубного гідравлічного демпфера базується на поглинанні частини енергії коливань і перетворенні її в теплову за рахунок в'язкого тертя рідини в дроселях[10].

Одним із застосувань такого демпфера є вузол підресорювання скутера або мотоцикла. Під час великих швидкостей руху та роботи з великими частотами більше 15 Гц в такому демпфері (в робочій рідині) може виникнути гідродинамічна кавітація. У гідравлічних розрахунках демпферів зазвичай не враховуються можливі порушення суцільності руху рідини, які відбуваються в місцях, де абсолютний тиск падає до тиску насичених парів, що потребує проведення експериментальних досліджень. Візуалізація процесів руху рідини розширить фізику процесу та дасть можливість виявити етапи утворення кавітації та вспінювання [10].

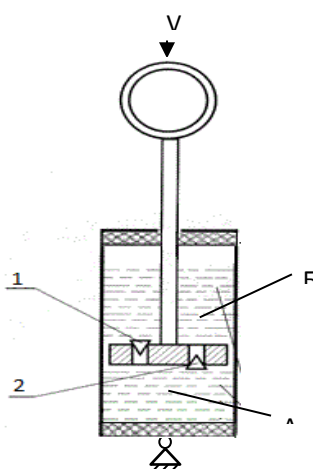


Рис.1.5.4. Спрощена конструкція однотрубного демпфера[10]

Спрощена конструкція однотрубного гідропневматичного демпфера представлена на рисунку 1.5.4. Демпфірування досягається за рахунок проходження рідини через калібровані канали та отвори клапанно-дросельного вузла: «стиснення» 1 та «відбою» 2. Обидва клапани розташовано в поршні, а циліндр виконує роль корпусу і циліндра. При поступальному русі штока в низ режим роботи «стиснення» рисунок 1 рідина перетікає з нижньої порожнини А в верхню Б через клапанно-дросельний вузол 1. Режим руху «відбій» поршень рухається в гору клапан 1 закривається, а рідина перетікає через клапанно-дросельний вузол 2 [10].

Результати. Для імітації робочих процесів у типовому однотрубному демпфері, створено макет (рис.1.5.5). Для можливості наочного спостереження за робочими процесами гільза демпфера виконана з оргскла. Всі елементи конструкції окрім гільзи використані стандартизовані з демпферу фірми NDT Naidite [10].

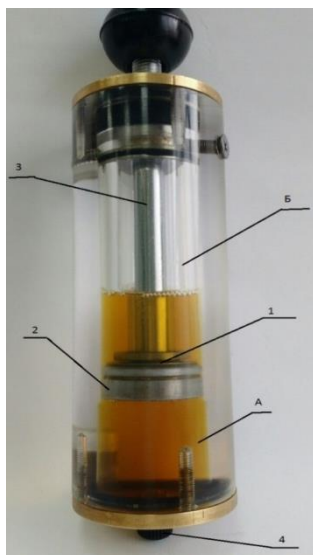


Рис.1.5.5. Фото демпферу [10]

1-тарільчастий клапан . 2-поршень. 3- шток. 4- ніпель

А- поршнева порожнина . Б-штокова порожнина

Гідродинамічні процеси можуть імітуватися для різних типів олив з різною в'язкістю. Особливостями запропонованої конструкції демпфера є те що можливо спостерігати гідродинамічні процеси які відбуваються в робочих камерах. Також є можливим додаванням до його конструкції плаваючого поршня, завдяки якому можливо закачати газ під тиском при не допущенні контакту рідини з газом. Для накачки газу під тиском в конструкції передбачений золотник[10].

Після п'яти поступально зворотних рухів з швидкістю $\sim 0,02$ м/с, та переміщенням ± 20 мм робоча рідина піддається дії кавітації і спінюється рис.1.5.6. Встановлено, що в процесі дроселювання та зусиллю у 100 Н утворюється двофазний потік, який характеризується значним вспінюванням рідини на виході в робочих камерах рисунок 3. Утворення в робочій рідині двох фаз змінює її модуль пружності, густину[10].

Цей процес негативно впливає на його роботу тому, що бульбашки повітря на відміну від рідини являються стисливими і через це вони стискаються до того як рідина перетече з одної порожнини в іншу. Це призводить до зменшення зусилля опору демпфірування та в деяких випадках до провалів робочої характеристики[10].

Шляхами боротьби з кавітацією є додавання плаваючого поршня під який закачується газ здебільшого азот під тиском від 10 до 20 атмосфер, що покращує характеристики робочої рідини при тепловому розширенні і зменшує ймовірності утворення кавітації[10].

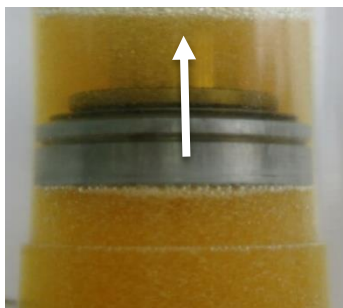


Рис.1.5.6. Візуальна картина утворення ознак кавітації[10]

З проведених дослідів виявлено, що при роботі демпфера має місце в області пониженого тиску утворення порожнин заповнених паровою рідини. Встановлено, що при перепаді тиску 100 Н утворюється двофазний потік, який характеризується появою бульбашок діаметром від 0,01 мм до 0,5 мм. Останнє є причиною змін характеристики демпфера в процесі його роботи. [10]

1.6.Огляд стендів для зняття статичних характеристик демпферів

Стенд дозволяє визначити спочатку робочі діаграми амортизаторів підвіски. Автомобілі різних типорозмірів (для цього на стенді передбачено регулювання для зміни як габаритного розміру амортизатора по його довжині, так і ходу поршня), що дозволяють оцінити їх працездатність. Потім викладена методика визначення характеристик амортизаторів - залежно сили опору на ходах віддачі і стиснення від швидкості переміщення поршня щодо стінок циліндра.

Швидкість переміщення поршня щодо стінок циліндра розраховується за допомогою формул, запозичених з «Теорії двигунів», що дозволяють розрахувати параметри шатунно-кривошипного механізму теплового двигуна внутрішнього згоряння. Сила опору руху поршня амортизатора через шток передається на датчик тензометричного типу, реєструючий виникаєме зусилля.

З отриманих в процесі обробки даних випробувань характеристик амортизаторів визначаються коефіцієнти опору на ходах віддачі і стиснення, які потім використовуються в математичних моделях автомобілів для дослідження плавності ходу і стійкості руху.

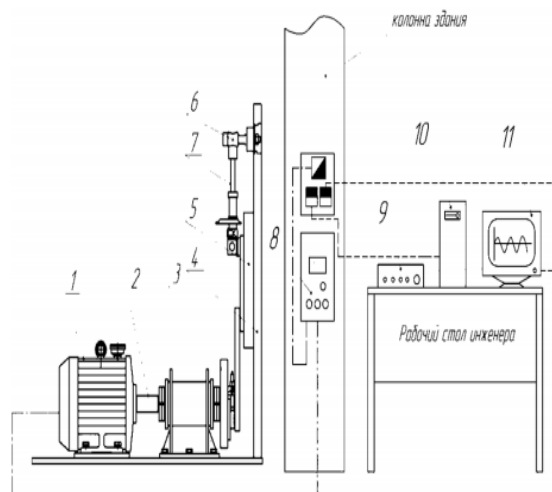


Рис.1.6.1. Схема стану для випробувань амортизаторів автомобілів[16]

Розроблений і створений стан для випробувань амортизаторів підвіски Автомобілів дозволить скоротити час, необхідний для проектування підвісок, що відповідають сучасним вимогам з безпеки руху і плавності ходу. Методика проведення випробувань Схема стану для випробувань амортизаторів автомобілів показана на рис. 1.6.1.[16]

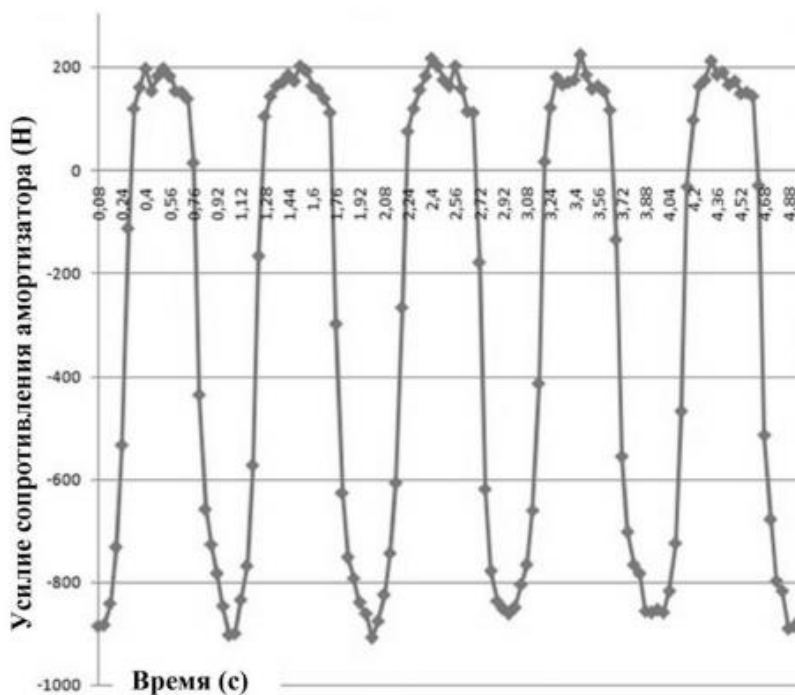


Рис. 1.6.2. Діаграма зусиль опору амортизатора[16]

Стенд для випробувань амортизаторів автомобілів являє собою наступне: на Рамі (4) установлені: електродвигун (1), що передає крутний момент на проміжний вал (2), на якому закріплений маховик (3). Крутний момент за допомогою кривошипно-шатунного механізму (5) (КШМ) перетворюється в зворотно-поступальний рух повзуна-А, рухаючий по направляючій повзуна-В. шток випробовуємого амортизатора (7) кріпиться до датчика сили тензометричного типу (6) через спеціальний перехідник. Ексцентрик КШМ дозволяє змінювати величину ексцентриситету для забезпечення завдання різних ходів амортизатора. На повзуні-А пристрої для зворотно поступального руху (5) розташоване кріпильний пристрій амортизатора -С, що забезпечує задану фіксацію корпусу амортизатора (7). шток амортизатора (7) кріпиться через перехідник і датчик сили тензометричного типу (6) до рами (4) стенду. Повзун пристрої для зворотно-поступального руху (5), здійснюючи зворотно-поступальні рухи, переміщує корпус амортизатора (7) вгору-вниз. Виникає при цьому сила опору руху поршня амортизатора через шток передається на датчик тензометричного типу (6), реєструючий виникаюче зусилля. Інформація з датчика надходить через вимірювальний багатоканальний підсилювач (SPIDER-8) (9) до системного блоку ПК (10), а від системного блоку ПК (10) дані виводяться на монітор ПК (11). Частота обертання електродвигуна (1) регулюється на пульті управління (8). Всі рухомі деталі механізму віз зворотно-поступального руху повзуна закриті спеціальним захисним сітчастим кожухом. ГОСТ 37.001.084-84 наказує запис робочих діаграм (рис. 1.6.2) на ходах поршня і частотах, забезпечуючи з максимальні швидкості поршня в межах 0,08-1,0 м / с . Спочатку виставляється частота 1 Гц при допомоги частотного регулятора електродвигуна. У програмі Catman починає зчитуватися інформація з датчика сили, інформація може надаватися у вигляді діаграми (рис.1.6.2)

і записується в файл Microsoft Excel у вигляді таблиці даних. Один ряд чисел – цей час в секундах, інший ряд відображає зміну опору датчика при проведенні випробувань. Якщо помножити останній ряд на тарувальний коефіцієнт, отримаємо зусилля опору амортизатору в Ньютона. Точкам діаграми, в яких сила змінює знак, з-зауважують положення поршня в нижніх або верх-них мертвих точках. Це дозволяє знати, де знаходиться поршень в певні моменти часу. Час циклу відповідає часу, за яке вал здійснює один оберт. Зворотній величина – частота обертання валу в Герцах. Так звіряється реальна частота з тієї, що встановлюється з пульта управління. Далі, збільшуючи частоту обертання електродвигуна за допомогою регулятора на пів-Герца, записуються ще 9 діаграм зусилля. Робоча діаграма амортизатора (рис. 1.6.3) являє собою залежність сили опору P_c від ходу поршня S_x . а) б) Мал. 3[16].

Оціночні характеристики амортизатора а) - робоча діаграма, б) характеристика амортизатора залежність P_c від V Залежність ходу поршня від кута повороту вала кривошипа визначається виразом (1): $R \sin \varphi = 2 \cos \lambda / \cos \lambda$ (1) де R – радіус кривошипа, приймаємо 0,05 м; φ - кут повороту приводного вала, рад; λ - характеристика кривошипа;

$$\gamma = \frac{R}{L_{ш}}$$

де $L_{ш}$ - довжина шатуна;

$L_{ш} = 0,392$ м;

$\lambda = 0,128$.

Залежність кута повороту кривошипа φ від часу t при різних частотах обертання валу n визначається виразом:

$$\varphi(t) = 2\pi nt$$

Всі необхідні розрахунки можна проводити в програмі Microsoft Excel. За допомогою отриманої з датчика інформації (рис. 1.6.2) береться необхідне для Побудови робочої діаграми число точок, для яких відомі зусилля і час (координати). Після проведення відомих перетворень виходять дані для побудови робочої діаграми (рис.1.6.3)[17].

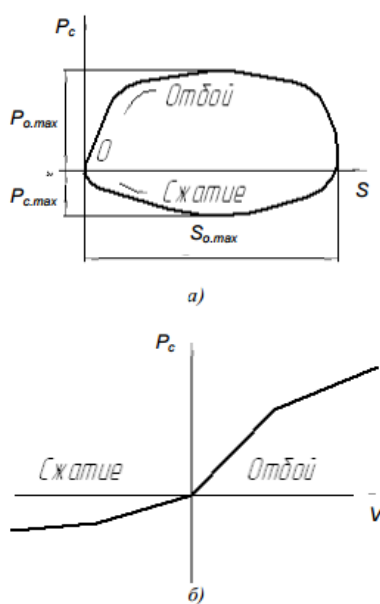


Рис1.6.3. Оціночні характеристики амортизатора[17]

а) - робоча діаграма, б) - характеристика
амортизатора залежність P_c від V)

(2) Стенд випробування стійок амортизаторів автомобіля . Як показує аналіз конструкцій, що існуючі стенди мають велику похибку вимірювань, складну конструкцію, високу вартість і складні у використанні. У нашому випадку був розроблений стенд, який спростить процес перевірки стійок, забезпечить точність вимірювань, тому що на проектованому стенді перевіряються 2 стоїки одночасно. [18]

Перевага проектованого станку, в порівнянні з серійними, полягає у відносно малою енергоємністю, простий і надійної роботи механізмів. Стенд складається з деталей, які можна виготовити силами підприємства. Очевидна ефективність і простота експлуатації станка.[18]

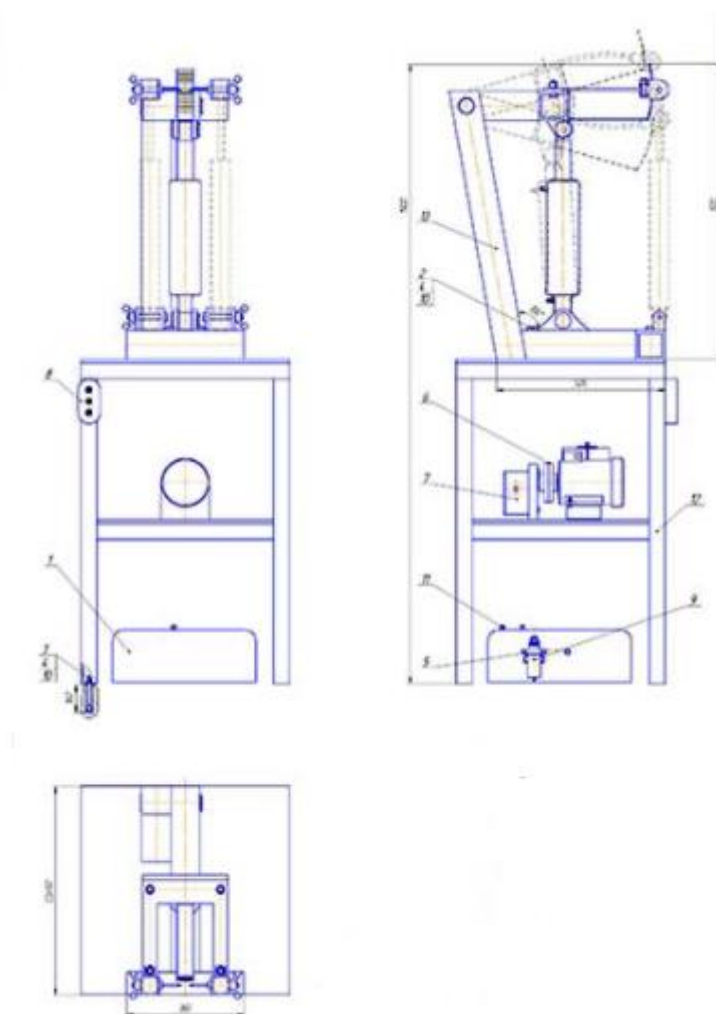


Рис.1.6.4. Стенд для випробовування амортизаторів [18]

Стенд на рис.1.6.4. працює наступним чином. Гідроциліндр 8 з певним зусиллям натискає на важіль, що гнеться елементом 5 вгору або вниз. Гнучкий елемент відхиляється від осі важеля на кут в відповідний силі додатки в залежність від характеристик

випробуваної стійки амортизатора 8. Цей кут перевіряється за шкалою. Швидкість деформації розтягування - стиснення амортизатора при заданому зусиллі тим в вище, чим нижче його опору[18].

Нормуючи цю швидкість, можна судити про технічний стан амортизатора. Якщо пластина відхиляється на недостатній кут, це вказує на несправний стан амортизатора. Так як у більшості амортизаторів через несиметричною характеристики зусилля розтягування в 3 - 5 разів перевищує з зусилля стиснення, то і нормовані зусилля P на важіль а й відповідні їм кути, за шкалою 6 повинні мати приблизно така ж різниця так, щоб швидкість переміщення, поршня в амортизаторі при цих умовах була однаковою. При випробуванні одночасно двох амортизаторів на стенді, їх різниця в характеристиках не повинна перевищувати допустимі, тому що амортизатори встановлюються на одну вісь автомобіля. Перевірка стійок на проектованому стенді займає 3 хвилин [18].

1.7.1. Альтернативна принципова гідравлічна схема

Приклад 1 альтернативна запропонована схема :

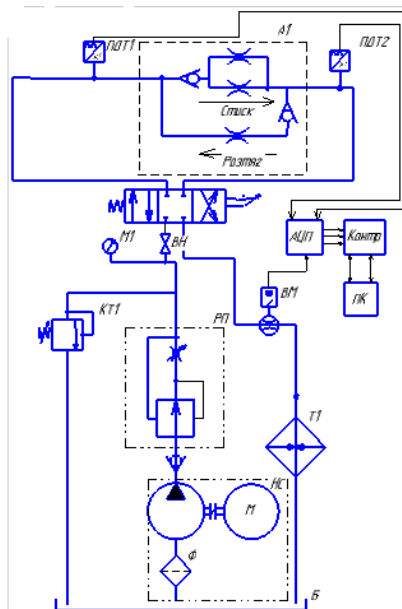


Рис.1.7.1.Схема для випробовування демпфера з цифровим вимірювальним трактом

Дана схема дозволяє досліджувати демпфер на витрату рідини, і зняття статичних характеристик його клапанно-дросельного вузла для побудови залежностей. Насосна станція (НС) створює витрату яка потрапляє до регулятора витрати (РП) для налаштування до потрібних параметрів ,паралельно підключений клапан тиску (КТ) вентиль (ВМ) і манометр(М) для налаштування потрібного тиску . Далі рідина прямує до розподільника який міняє напрямку руху рідини(імітації стиснення або розтягу). Паралельно до ліній нагнітання та зливу підключені датчики температури(ПТ) інформація з яких іде до АЦП перетворювача. На лінії злива встановлений витратомір (ВМ) який передає дані теж на АЦП перетворювач. Дані з АЦП перетворювача прямують до контролера там

обробляються а далі до комп'ютера для подальшої обробки та побудови залежностей.

1.7.2. Альтернативні конструкції з механічним приводом

Приклад: Стенд MSG MS1000+



Рис.1.7.1 Зображення стенду MSG MS1000+ для випробування амортизаторів на механічному приводі[19]

Стенд MSG MS1000+ –використовується для перевірки амортизаторів всіх видів транспортних засобів. Результати випробувань відображаються на дисплеї установки у вигляді діаграм. За допомогою стенда можна здійснювати заправку двотрубних демпферів газом. У складі зі стендом також йде п'яти або двошвидкісний привід.[19]

Стенд. JL-AAAT-9660



Рис.1.7.2 Зображення станду JL-AAAT-9660 для випробування амортизаторів на механічному приводі[20]

На Рис. 2.3 зображений стенд який досліджує роботу амортизаторів, а також експлуатацію та характеристики підвіски.

Цей стенд це сучасна демонстраційна система та тестовий стенд для підвіски та амортизаторів з комп'ютером для збору даних тестових даних та аналізу результатів. [20]

Цілі та задачі

Розробити стенд який дозволяв би з імітувати роботу демпфера в робочих умовах та знімати робочі характеристики таку як: зусилля, температура та переміщення. В даному стенді буде можливе використаний демпфера із оргскла, що дозволить візуально спостерігати процеси які відбуваються з рідиною та оснащено телеметрією для фіксування та фотозйомки робочих процесів..

Висновки до розділу:

В даному розділі ми ознайомились з призначенням демпферів та їх класифікацією, також від чого залежить його робоча характеристика і особливості конструкції однотрубних газових демпферів. Було розглянуто основні недоліки робочої характеристики, та вплив на його

властивості таких факторів як кавітація, температура та різних умов експлуатації. Також здійснили огляд уже існуючих схем і стендів для зняття статичних характеристик демпферів .

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА СХЕМИ СТЕНДУ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ВІЗУАЛІЗАЦІЇ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ОДНОТРУБНОМУ ГІДРАВЛІЧНОМУ ДЕМПФЕРІ

2.1. Основні вимоги до стенду

Основним питанням випробування гідравлічних амортизаторів є встановлення їх функціональної придатності та зняття статичної характеристики. В першу чергу, нас цікавлять закон зміни навантаження, які необхідно прикласти до демпфера для того, щоб зробити відповідний висновок. Як правило, демпфери випробовують на синусоїдальний вплив, частота якого збігаються з параметрами коливань транспортних засобів.

Для випробування гідравлічних амортизаторів застосовується стенд, що здійснює прямолінійний зворотно-поступательний рух поршня по синусоїдальному закону. Стенд повинен забезпечувати регулювання амплітуди та частоти коливань. При проведенні випробувань демпфер встановлюються на стенді в вертикальному положенні. Температура амортизатора перед випробуванням повинна бути приблизно $20 \pm 5^{\circ}\text{C}$.

Запис робочих діаграм демпферів (залежність сили опору від ходу поршня) повинна мати різний хід. Також для дослідження амортизаторів які мають різні габарити повинна бути розроблена конструкція яка дозволить їх монтаж в стенді

Вхідні дані для конструювання стенду

- Робочий тиск «р» – 0,5....15.МПа
- Швидкість «v» - від 0.001-0.5 м/с.
- Величина ходу «h»- від 0.03-0.1м

- Зусилля «F»— 50...2000Н
- Частота «Т» - від 0.2-2.Гц
- Температурний діапазон 20-60°C

2.2 Розробка схеми експериментального стенду

Для досягнення поставленої мети на першому кроці було розроблено схему експериментального стенду, який дозволяє визначити зусилля опору демпферів на режимах «відбою» і «стиснення» рис.1. з отриманням робочої характеристики та відповідних коефіцієнтів, які потім можуть використовуватись наприклад в математичних моделях мотоциклів для дослідження плавності ходу і стійкості руху [14].

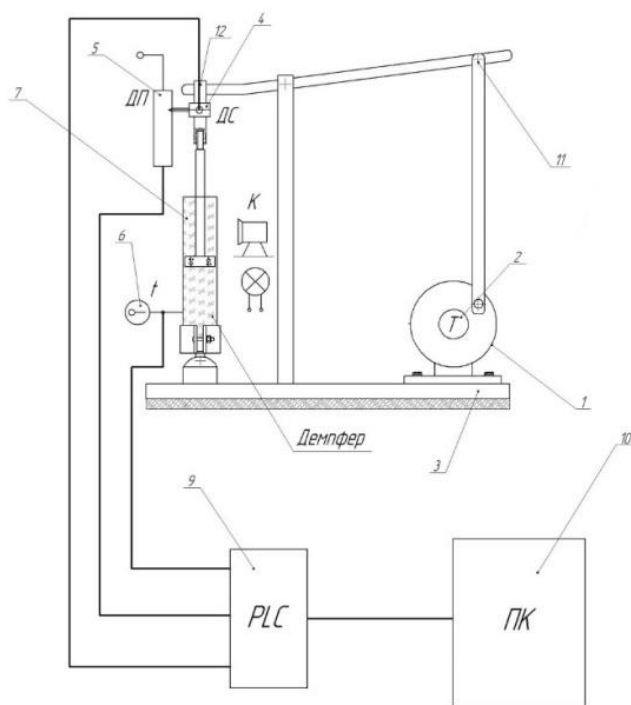


Рис. 2.2.1 Спрощена схема експериментального стенду для зняття робочої характеристики [14]

Розроблена схема стенду дозволяє заміряти робочу характеристику в автоматичному режимі зі збереженням результатів на комп'ютер. Також для дослідження технічних процесів гільзам демпфера виготовлена з поліметилкрилату. Це дозволяє за допомогою високо швидкісної фотокамери (К) фіксувати результати з можливістю їх подальшої обробки. Переміщення штоку демпфера задається ексцентрично розташованими отворами, які виконані у шківу [14].

Стенд для випробувань демпферів з малим ходом являє собою наступне: на рамі (3) установлений: гідромотор або редуктор (1), що передає крутний момент на кривошипно-шатунний механізм (11), що перетворює обертові рухи на зворотно поступальні рухи повзуна (12). Шток демпфера кріпиться до датчика сили тензометричного типу (4) через спеціальний перехідник. Тахометр (2) закріплений до валу гідромотора чи редуктора дозволяє вимірювати частоту обертання. Кріпиться демпфер через спеціальний перехідник до рами (3) стенду [14].

Працює стенд наступним чином. Повзун здійснюючи зворотно-поступальні рухи, переміщує шток демпфера вгору-вниз. Виникає при цьому сила опору руху поршня демпфера через шток передається на датчик тензометричного типу (4), який фіксує поточні значення зусилля в часі. Також до повзуна (12) прикріплений датчик переміщення (5), що дозволяє знімати величину ходу поршня, і датчик температури(6) який кріпиться до нижньої частини гільзи демпфера. Інформація з датчиків надходить через контролер (9) до системного блоку ПК (10). Всі рухомі деталі механізму зворотно-поступального руху після зборки потрібно закрити спеціальним захисним сітчастим кожухом для уникнення травм[14].

Розрахуємо ККД цього механізму він має 3 підшипники ковзання і 1 підшипник кочення. Підшипники ковзання виготовленні з бронзи і

мають ККД -0,98. А у підшипника кочення ККД 0,99. Порахуємо загальний ККД.

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots$$

$$\eta_{\text{заг}} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,93$$

Загальний ККД складає 0,93

Довжина плеча дорівнює 200мм. сила яку необхідно прикласти 490Н. Для знаходження потрібного нам крутного моменту потрібно перемножити ці показники:

$$M_{\text{крт}} = L \cdot F$$

$$M_{\text{крт}} = 0,2 \cdot 490 = 98 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Це означає, що на виході з привода крутний момент має бути не менший ніж 98Н/м.

2.3.1. Розробка гідравлічної схеми приводу стенду

Дана схема повинна включати в себе компоненти що будуть приводити в рух систему приводу, та регулювати оберти для зміни частоти обертання .

Для цієї задачі будуть використанні такі компоненти як: електродвигун, насос, фільтри, клапани (переливний та зворотні), гідромотор, дросель, кран та манометр для контролю тиску в системі.

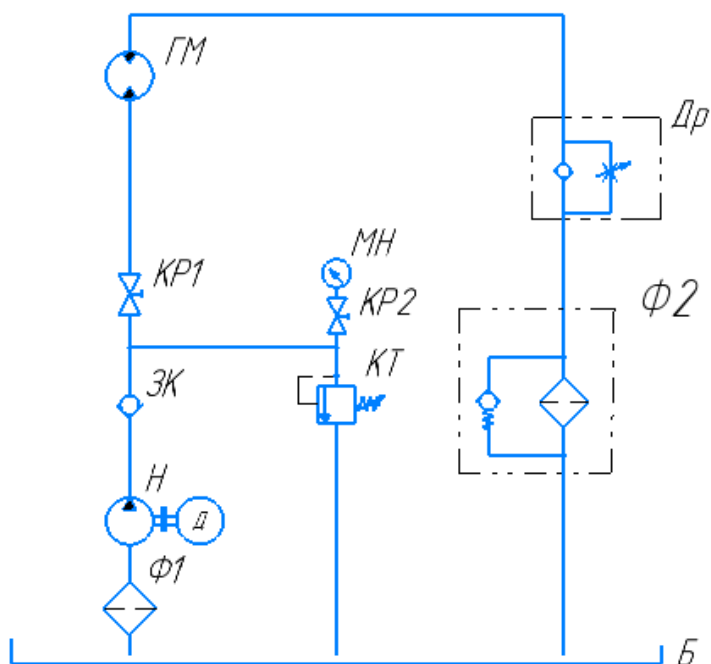


Рис.2.1 Принципіальна гідравлічна схема приводу стенда

З рис. 2.1 ми спостерігаємо спостерігаємо гідравлічну принципову схему на якій показано елементи та їхнє принципіальне підключення. Електродвигун (Д) передає крутний момент на насос (Н) що дозволяє створювати витрату на виході з насосу, далі рідина прямує через зворотній клапан(ЗК) , паралельно підключений клапан тиску(КТ) з манометром(М) що дозволяє відрегулювати тиск в системі також для можливого контролю максимального крутного моменту на виході, далі рідина прямує в гідромотор (ГМ) де і перетворюється гідравлічна енергія в механічну на валу, після виходу з гідромотора встановлений дросель що дозволяє регулювати витрату на виході і тим самим оберти гідромотора , після цього рідина іде на фільтр і за ним в бак.

2.3.2. Обґрунтування вибору гідравлічної принципової схеми приводу. переваги та недоліки

На Рис.2.1 ми бачимо розроблену гідравлічну схему. Дана схема включає в себе ті компоненти які зможуть забезпечити безперебійну і надійну роботу системи .

Були поставленні в задачі такі параметри:

Робочий тиск «р» – 15.Мпа – виконується за рахунок насоса(Н) шестеренного типу.

Швидкість «v» - від 0.001-0.5 м/с. – за допомогою дроселя(Др) на зливній лінії.

Величина ходу «h»- від 0.03-0.1м – міняється за рахунок зміни кріплення шатуна в ексцентрисоковому колесі.

Крутний момент «М»–100Н/м – створює гідромотор (ГМ) героторного типу.

Частота «Т» - від 0.2-2.Гц – регулюється за рахунок зміни обертів дроселем (Др).

Перевагами даної схеми є її простота та відносно не велика ціна окремих компонентів у випадку поломки якогось із них. Недоліками є те що гідравлічна система має менший КПД на відміну від механічної, також вона потребує більш складного монтажу і загальна ціна є значно більшою від механічної.

2.3.3. Гідравлічний розрахунок та вибір трубопроводів

Гідромотор беремо героторного типу так як він має не велику ціну і простий в експлуатації. Робочий об'єм гідромотора. складає 40см³. Крутний момент 100Н/м. ККД його 0,88.

Для забезпечення стабільної швидкості обертання потрібна витрата :

$$Q_M = \frac{q_M \cdot n_M}{\eta_{об}}$$

Де n_M – частота обертів гідромотора

$\eta_{об}$ – об’ємний ккд гідромотора

$$Q_M = \frac{40 \cdot 120}{0,88} = 5,4 \text{ л/хв.}$$

По максимальній витраті в гідросистемі розраховуємо і робочий об’єм насосу.

$$q_H = \frac{Q^{max}}{n_H \cdot K_Q}$$

n_H - частота обертів валу насосу.

K_Q - коефіцієнт подачі насосу, який рівний цього ККД.

В системі буде застосований насос шестеренного типу який має ККД 0,8.

$$q_H = \frac{5,5}{1500 \cdot 0,8} = 4,5 \text{ см}^3$$

Приймаємо гідродронасос із стандартного ряду який має більше блище значення.

Мінімальна витрата повинна дорівнювати 5,4 л/хв.

Порахуємо загальний ККД всього стенду

$$\eta_{зс} = \eta_H \cdot \eta_M \cdot \eta_{км}$$

Де η_H – ККД насосу

η_M – ККД гідромотору

$\eta_{\text{км}}$ – ККД коливального механізму

$$\eta_3 = 0,8 \cdot 0,88 \cdot 0,93 = 0,65$$

Загальний ККД всього стенду на гідравлічному приводі складає 0.65

Діаметр підводящих отворів, мм:

$$d_n = \sqrt{4Q / \pi V_p},$$

де

- Q - витрата рідини через прохідний отвір, л/хв. ;
- $V_{\text{ж}}$ - середня швидкість прямування рідини, м/с.

Середню швидкість прямування рідини приймаємо рівною 5 м/с.

$$d_n = \sqrt{4 \cdot 5,5 / 3.14 \cdot 5} = 6 \text{ мм}$$

Діаметр підходящих отворів має бути не менший ніж $d_n = 6$ мм

Розрахунок трубопроводів варто робити по ділянках, які мають однакову витрату. Ділянка являє собою трубопровід із установленими на ньому місцевими опорами (трійники, штуцера, коліна й т.п..) і гідроапаратами.

Внутрішній діаметр труби, мм:

$$d_m = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot V_{CP}}}$$

де Q - витрата рідини на ділянці що розраховується, $\text{м}^3/\text{с}$

V - середня швидкість рідини, $\text{м}/\text{с}$.

Отримане значення округляють по Держстандарту 8732-78 і Держстандарту 8734-75 (6,8,10,16,20,25 мм).

Середню швидкість рідини вибирають залежно від призначення трубопроводу:

- для усмоктувальних $V=1\text{ м/с}$;
- для зливальних $V=2\text{ м/с}$;
- для напірних - $V=5\text{ м/с}$.

Діаметри трубопроводів:

- Всмоктувальний

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot V_{\text{CP}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,5 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 1}} = 0,06 \text{ м},$$

прийняли за ДСТ 16516-80 $d_{\text{вс}} = 10\text{ мм}$;

- Напірний

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot V_{\text{CP}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,5 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 5}} = 0,06 \text{ м},$$

прийняли за ДСТ 16516-80 $d_{\text{н}} = 10 \text{ мм}$;

- зливний

$$d_{\text{зл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot V_{\text{CP}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,5 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 2}} = 0,06 \text{ м},$$

Гідравлічні втрати в гідролініях складаються із втрат на гідравлічне тертя Δp_T , втрат у місцевих опорах Δp_M і втрат у гідроапаратах Δp_o .

Втрати на місцевих опорах визначимо по формулі:

$$\Delta p_M = 0,5 \rho \xi V^2$$

де ξ коефіцієнт місцевого опору.

- напірна лінія

на фільтрі:

$$\Delta p_M = 0,5 \cdot 900 \cdot 0,03 \cdot 4,52^2 = 275,8 \text{ Па};$$

на зворотному клапані:

$$\Delta p_M = 0,5 \cdot 900 \cdot 2 \cdot 4,52^2 = 18387,4 \text{ Па};$$

на гідромотрі:

$$\Delta p_M = 0,5 \cdot 900 \cdot 0,7 \cdot 4,52^2 \cdot 2 = 12871,2 \text{ Па};$$

трійників у системі 1:

$$\Delta p_M = 0,5 \cdot 900 \cdot 2 \cdot 4,52^2 = 18,3 \text{ Па};$$

на схемі 5 колін:

$$\Delta p_M = 0,5 \cdot 900 \cdot 0,12 \cdot 4,52^2 \cdot 6 = 2206,4 \text{ Па};$$

$$\Sigma \Delta p_M = 0,122 \text{ МПа};$$

зливна лінія:

на гідромотрі:

$$\Delta p_M = 0,5 \cdot 900 \cdot 0,7 \cdot 1,77^2 \cdot 2 = 1973,8 \text{ Па};$$

на схемі 5 колін:

на дроселі:

$$\Delta p_M = 0,5 \cdot 900 \cdot 2 \cdot 1,77^2 = 2819,6 \text{ Па};$$

на схемі 5 колін:

$$\Delta p_M = 0,5 \cdot 900 \cdot 0,03 \cdot 1,77^2 = 42,3 \text{ Па};$$

$$\Sigma \Delta p_M = 8839,6 \text{ Па}.$$

Втрати в гідравлічних апаратах, установлених на ділянці що розраховується, наведені в довідниках і каталогах на гідроапаратуру й вибираються для максимальної витрати через гідроапарат. Якщо для конкретного випадку витрата менше максимального, то табличні значення втрат необхідно перерахувати по формулі:

$$\Delta p_\partial = \Delta p_M \left(\frac{Q_\partial}{Q_m} \right)^2$$

де Δp_M - втрати тиску на гідроапараті при відповідній дійсності значення витрати Q_∂ ; Δp_M - втрати тиску, взяті по каталозі при максимальному значенні витрати.

При послідовному з'єднанні загальні втрати тиску являють собою суму втрат тиску на всіх ділянках:

$$\Delta p_\Sigma = \sum_{i=1}^{n_1} \Delta p_{Ti} + \sum_{i=1}^{n_2} \Delta p_{Mi} + \sum_{i=1}^{n_3} \Delta p_{\partial i} .$$

- Фільтр Ф: $\Delta p_\partial = 0,08 \left(\frac{12,7}{40} \right)^2 = 0,0081 \text{ Мпа}.$

- Дросель: $\Delta p_o = 0.25 \left(\frac{2.5}{20} \right)^2 = 0.003 \text{ Мпа.}$
- Зворотній клапан: $\Delta p_o = 0.25 \left(\frac{12.7}{16} \right)^2 = 0.00957 \text{ Мпа.}$

2.4.1. Розробка конструкції стенду на механічному приводі

Дана конструкція повинна передати крутний момент від електродвигуна до валу ексцентрисикового колеса для можливості руху поршня демпфера. Так як крутний момент на виході з електромотору не великий а оберти набагато більші ніж потрібно то в дану конструкцію потрібно включити редуктор, а також для зменшення габаритів клинопасову передачу.

Навантаження після ексцентрисикового колеса буде передаватися через кривошипно-шатунний механізм. Довжина пліч коромисла є рівною це означає що момент на виході з ексцентрисикового колеса буде такий самий на штоці демпфера. Потрібні нам оберти повинні складати не більш ніж 120об/хв. Стандартні оберти електродвигуна складає 1500 об/хв.

2.4.2 Обґрунтування вибору конструкції з механічним приводом переваги та недоліки.

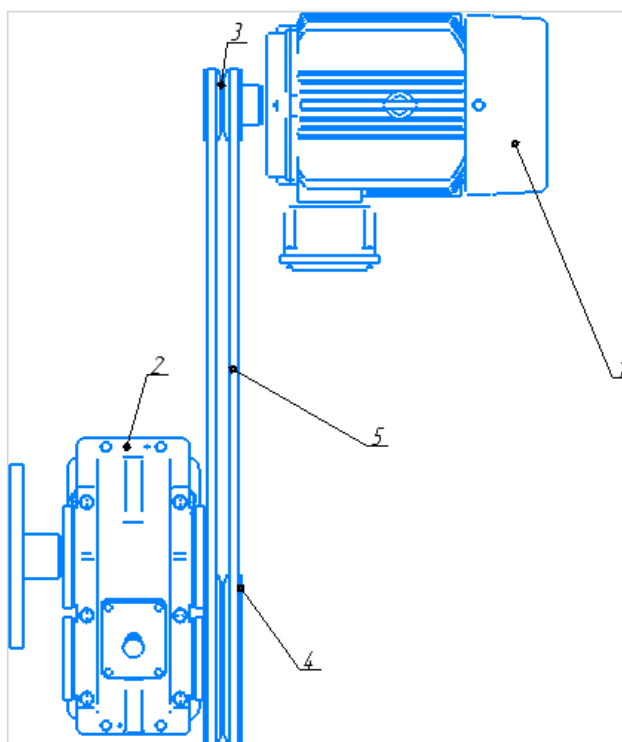


Рис.2.2.1. Зображення механічного приводу стенду

На Рис.2.2.1. зображено механічний привід стенду, де 1-це електродвигун, 2-редуктор, 3- ведений шків, 4- ведучий шків, 5-ремінь. Оберти з електродвигуна(1) через ведений шків(3) передаються через ремінь(5) на ведучий шків (4) якій закріплений на жорстке шпоночне кріплення вхідного валу редуктора(2) ,після виходу з редуктора крутний момент безпосередньо передається на вихід до ексцентрисикового колеса.

Перевагами такої конструкції є її не велика складність монтажу та мала кількість елементів, що підвищує її надійність а також невелика ціна порівняно з гідравлічною апаратурою, також це конструкція має більш високий ККД в порівнянні з гідравлічною.

Недоліками є те що в ремінь має відносно не великий ресурс роботи, також на цьому приводі не можливе регулювання обертів або стає можливим за рахунок асинхронного регулятора обертів електродвигуна який має відносно велику ціну.

Були поставленні задачі та параметри

Робочий тиск «р» – 15.Мпа – в даної конструкції не стосується.

Швидкість «v» - від 0.001-0.5 м/с. можливе додатково за рахунок асинхронного регулятора частоти.

Величина ходу «h»- від 0.03-0.1м аналогічно з попереднім варіантом за допомогою ексцентрисикового колеса.

Зусилля «F»– 500.Н – за допомогою пасової та редукторної передачі.

Частота «Т» - від 0,2-2.Гц – в аналогії з регулюванням швидкості.

2.4.3. Розрахунок механічного приводу

Для знаходження потрібного нам передатного відношення оберти двигуна поділимо на потрібну нам частоту:

$$\frac{1500}{120} \approx 7.5$$

Потрібне нам передаточне відношення повинно приблизно складати 7,5.

Візьмемо стандартну величину шківів які мають діаметр веденого шківа

$D_1 = 63\text{мм.}$ а ведучого $D_2 = 180\text{мм.}$ і передаточне відношення складає 3.

Знаходимо кількість обертів на виході з клинопасової передачі:

$$n_{\text{вих}} = \frac{n_{\text{об}}}{x} = \frac{1500}{3} = 500\text{об. хв.}$$

x- це передатне відношення.

Щоб знайти передатне відношення для редуктора поділимо вхідні оберти на ті що потрібні на виході :

$$\frac{500}{120} = 4,2$$

З цього ми бачимо що нам потрібний редуктор з передатним відношення 4,2.

Загальне передатне відношення буде дорівнювати їх сумі

$$x_{\text{заг}} = x_{\text{кл.}} + x_{\text{ред.}}$$

Де $x_{\text{кл.}}$ – передатне число клинопасової передачі

$x_{\text{ред.}}$ - передатне число редуктора

$$x_{\text{заг}} = 3 + 4.2 = 7.2$$

Крутний момент на валу електродвигуна знаходиться за формулою

$$M_{\text{двиг.}} = \frac{M_{\text{вих}}}{x_{\text{заг}}}$$

Де $M_{\text{вих}}$ – це крутний момент на виході

$x_{\text{заг}}$ – загальне передатне відношення

$$M_{\text{двиг.}} = \frac{100}{7,2} = 13,9$$

Знаходимо потужність

$$N = M_{\text{кр}} \cdot \frac{n}{9549}$$

Де $M_{\text{кр}}$ – потрібний крутний момент

n – кількість обертів електродвигуна

9549 – коефіцієнт, щоб оберти підставляти в об/хв. а не $\cos\alpha$.

$$N = 13,9 \cdot \frac{1500}{9549} = 2,18 \text{ кВт.}$$

Знаходимо загальний ККД

$$n_{\text{заг}} = n_{\text{ред.}} \cdot n_{\text{кл}}$$

Де $n_{\text{ред.}}$ – ККД редуктора

$n_{\text{кл}}$ - ККД клинопасової передачі

$$n_{\text{зм}} = 0.96 \cdot 0.96 = 0.92$$

Загальний ККД механічної передачі складає 0.92.

Знаходимо ККД всього стенду на механічному приводі

$$\eta_{\text{зг}} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{км}}$$

Де $\eta_{\text{м}}$ – ККД механічної передачі

$\eta_{\text{км}}$ - ККД коливального механізму

$$\eta_{\text{зг}} = 0.92 \cdot 0.93 = 0,85$$

Знаходимо потрібний по потужності електродвигун

$$N = \frac{M_{\text{кр}} \cdot \frac{n}{9549}}{\eta_{\text{зг}}} \cdot k$$

Де $M_{\text{кр}} \cdot \frac{n}{9549}$ це потужність яка потрібка для системи

$\eta_{\text{зг}}$ – загальний ККД

k - коефіцієнт запасу 1.1....1.3

$$N = \frac{13.9 \cdot \frac{n1500}{9549}}{0.85} \cdot 1.1 = 2,82 \text{ КВт}$$

Для даної системи приводу потрібен електродвигун з потужністю не менш ніж 2,82 КВт.

2.5 Розрахунок на міцність циліндру з оргскла (тиск в закритій порожнині товщину стінки кришки)

Для більш детального дослідження гідродинамічних процесів, на стенді можливе застосування демпфера , що має прозору гільзу. Це зроблено для того щоб можна було спостерігати та фіксувати візуалізацію процесів, що відбуваються з рідиною.

За основу взятий демпфер фірми NDT Naidite. Всі елементи конструкції окрім

гільзи і кришок, стандартні. Діаметр поршня дорівнює 21мм.

Товщина стінок демпфера розраховується за формулою:

$$S = \frac{p \cdot D}{\left(\frac{4}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\sigma_s}{n} - p \right) \cdot \varphi} + C$$

де σ_s - максимальна текучість матеріалу, кг/мм², для органічного скла $\sigma_s = 7,13$ кг/мм².

n - коефіцієнт запасу міцності, $n=3$;

p - максимальний тиск який може виникнути в демпфері і дорівнює $p=21$ МПа=2,14 кг/мм².

φ - коефіцієнт міцності при виготовленні із цільної труби, $\varphi=1$;

S -прибавка до розрахунків стінки, включаючи мінусовий допуск на товщину стінки і корозію, мм $s=0,05$.

Тоді:

$$S = \frac{2.14 * 21}{\left(\frac{4}{\sqrt{3}} * \frac{7.13}{3} - 2.14\right) * 1} + 0.05 = 13.47 \text{ мм}$$

Приймаємо 13,8 для більшої зручності обробки.

Товщина плоскої кришки демпфера розраховується по формулі:

$$S = 0.405 * D * \sqrt{\frac{p}{\sigma}}$$

де σ максимальна текучість матеріалу кришки, кг/ мм²; кришка виготовлена із бронзи БрАМц9-2 $\sigma = 71,38$ кг/ мм².

$$S = 0.405 * 21 * \sqrt{\frac{2.14}{71.38}} = 1.47 \text{ мм}$$

Товщина кришки демпфера повинна бути не менше 1,5 мм. Беремо 3,3мм для запасу і для більшої зручності.

2.6.Підбір устаткування

2.6.1.Для гідравлічного приводу

Підбір насосу.

Шестеренний насоси з зовнішнім зачепленням марки «гідросила»
GP2K4RB130F

Характеристики шестеренного насосу. Таблиця 2.4.1

Об'єм см ³ /об	4.5	
Тиск бар	250	
Оберти двигуна	Мах- 4000	Мин-700
Масса кг	2.1	

Підбір електродвигуна по формулі:

$$P = k_3 \frac{Qp}{\eta_{\text{нас}}\eta_{\text{п}}} 10^{-3}$$

Де k_3 - це коефіцієнт запасу від 1.1.....1.3

$\eta_{\text{нас}}$ –ККД насосу

$\eta_{\text{п}}$ – ККД приводу

Q - витрата

p - максимальний робочий тиск

Тоді:

$$P = \frac{5,4 * 150}{0,8 * 0,9} * 1,3 = 1.46 \text{кВт}$$

Беремо найблищий вищий. AIP 80 B4. Потужністю 1.5кВт.

Характеристики електродвигуна. Таблиця 2.4.2

Потужність	1.5 кВт
масса	4,5
оберти	1500
кпд	88%

Підбір зворотного клапану

Клапан зворотний трубний VUR 120

Характеристики зворотного клапану. Таблиця 2.4.3

Макс.проп.здат.	50 л/мин
Макс.тиск	400 бар
Вага, кг	0,23

Підбір всмоктувального фільтру

Всмоктуючий фільтр з герметичним фланцевим кріпленням FST

Характеристики всмоктуючого фільтру. Таблиця 2.4.4

Номінальна витрата	до 100 л/мин
Тонкість фільтрації	90 мкм
Максимальний тиск	до 1 бар

Підбір клапану тиску

Запобіжний клапан RM * -W

Характеристики запобіжного клапану. Таблиця 2.4.5

Робочий тиск	до 350 бар
Витрата	до 75 л/мин

Підбір манометра

Манометр вібростійкий M100

Характеристики манометру. Таблиця 2.4.6

Манометр вібростійкий M100	До 1000бар
Температура середовища	-20 ... +60 °C
Ступінь захисту	IP65 згідно EN 60529 / IEC 529

Підбір дроселів

Дросель RSN6

Характеристики дроселя. Таблиця 2.4.7

Номінальна витрата л/хв	50
-------------------------	----

Підбір зливного фільтра

зливний фільтр OMTF111C25NA

Характеристики зливного фільтра. Таблиця 2.4.8

Витрата л/хв	110
Тонкість фільтрації(мкм)	25
Приєднувальна різьба	3/4"

Підбір гідромотору

Гідромотор героторний MR (OMR) 40 см3

Характеристики гідромотору. Таблиця 2.4.8

Витрата мах. л/хв	60
Мах. оберти	750
Крутний момент. Нм	100

Підбір крану

Кульовий кран КНВ ½

Характеристики кулькового крану. Таблиця 2.4.9

Витрата л/хв.	60
Максимальний тиск, бар	500
Маса, кг	0,75

2.6.2. Для механічного приводу

Підбір ведучого шківа

Характеристики ведучого шківа. Таблиця 2.4.10.

Внутрішній діаметр мм.	75
Зовнішній діаметр мм.	83
Розрахункова ширина канавки мм.	14

Підбір веденого шківа

Характеристики веденого шківа. Таблиця 2.4.11.

Внутрішній діаметр мм.	112
Зовнішній діаметр мм.	120
Розрахункова ширина канавки мм.	14

Підбір пасу

Пас SPZ Optibelt RED POWER 3

Характеристики пасу. Таблиця 2.4.12.

Ширина пасу мм.	9.7
Висота пасу мм.	8

Підбір редуктора

Редуктор циліндричний 1ЦУ-100

Характеристики циліндричного редуктору. Таблиця 2.4.13.

Передатне відношення	112
Максимальний крутний момент Н/м	250
Вага кг.	27

2.7.Методика проведення експерименту

Демпфер кріпиться на стенд жорстко через шток з коромислом, а з іншої сторони з зажимом який встановлений на датчики зусилля тензометричного типу . Після цього перевіряються всі кріплення та підводи на справність .За допомогою регульованої стійки налаштовуємо висоту під демпфер який ми досліджуємо, на ексцентрисоковому колесі вибираємо хід поршня який нам потрібен. Робимо пробний запуск, якщо все працює нормально то налаштовуємо його під частоту яка нам потрібна сила опору руху поршня амортизатора через зажим передається на датчик, який реєструє зусилля опору. З отриманих в процесі обробки даних випробувань характеристик демпфера визначаються коефіцієнти опору на ходах віддачі і стиснення, які потім використовуються в математичних моделях для дослідження плавності ходу і стійкості руху. Розроблений і створений стенд для випробувань дозволить скоротити час, необхідний для проектування підвісок, що відповідають сучасним вимогам з безпеки руху і плавності ходу. [14]

Висновки до розділу

Запропонована схема експериментального стенда та використана методика дає можливість випробувати та дослідити характеристики

демпфера і побудувати залежності такі як: зусилля опору, з врахуванням температурних умов[14].

Також оснащення стенду фотограмметричним трактом дає можливість більш поглиблено досліджувати вплив гідродинамічних процесів та явищ які впливають на зміну робочої характеристики демпферів в процесі їх роботи [14].

РОЗДІЛЗ КОНСТРУЮВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДУ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ

3.1.Компоновка та монтаж елементів устаткування у робочій площині

Компоновка та монтаж елементів на стенді з механічним приводом.

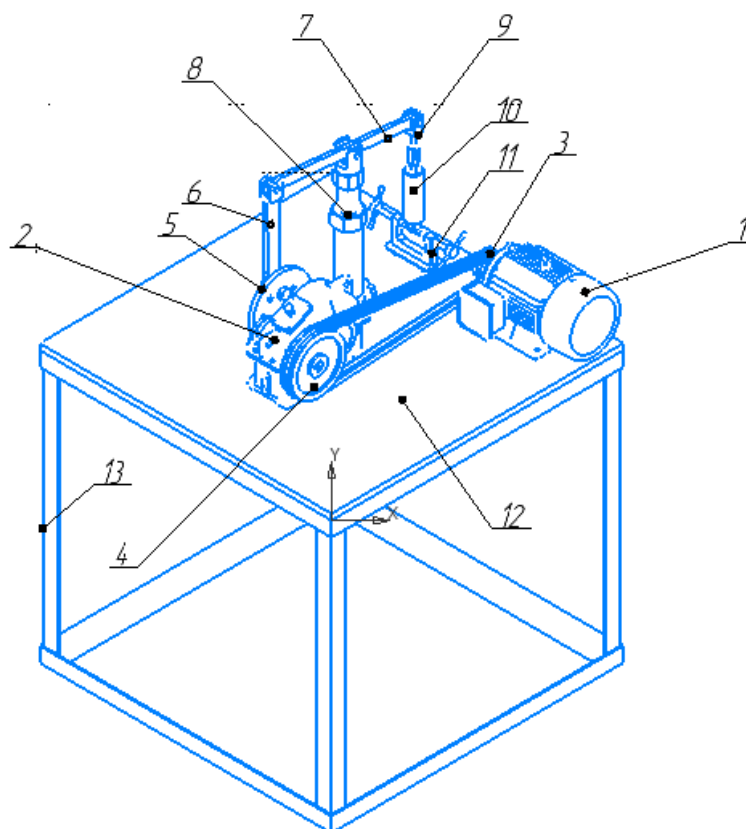


Рис.3.1 Компоновка деталей на стенді з механічним приводом

З Рис. 3.1 скомпоновано основні елементи стенду. Всі елементи кріпляться на множинній плиті (12) яка в свою чергу закріплена на рамі (13). Електродвигун передає крутний момент на ведений шків (3) який через ремінь передає його на ведучий шків (4) який закріплений на входному валу редуктора (2). Далі на виході з редуктора на ексцентрисикове колесо (5). З його через підшипник на шатун (6) який закріплений до

коромисла (7) яке оперте на стійку (8) . Через перехідний вал (9) уже зворотно поступальний рух на демпфер(10) який з іншої сторони кріпиться зажимом (11) що жорстко з'єднаний з тензодатчиком і прикручений до монтажної плити.

Компоновка та монтаж елементів на стенда на гідравлічному приводі.

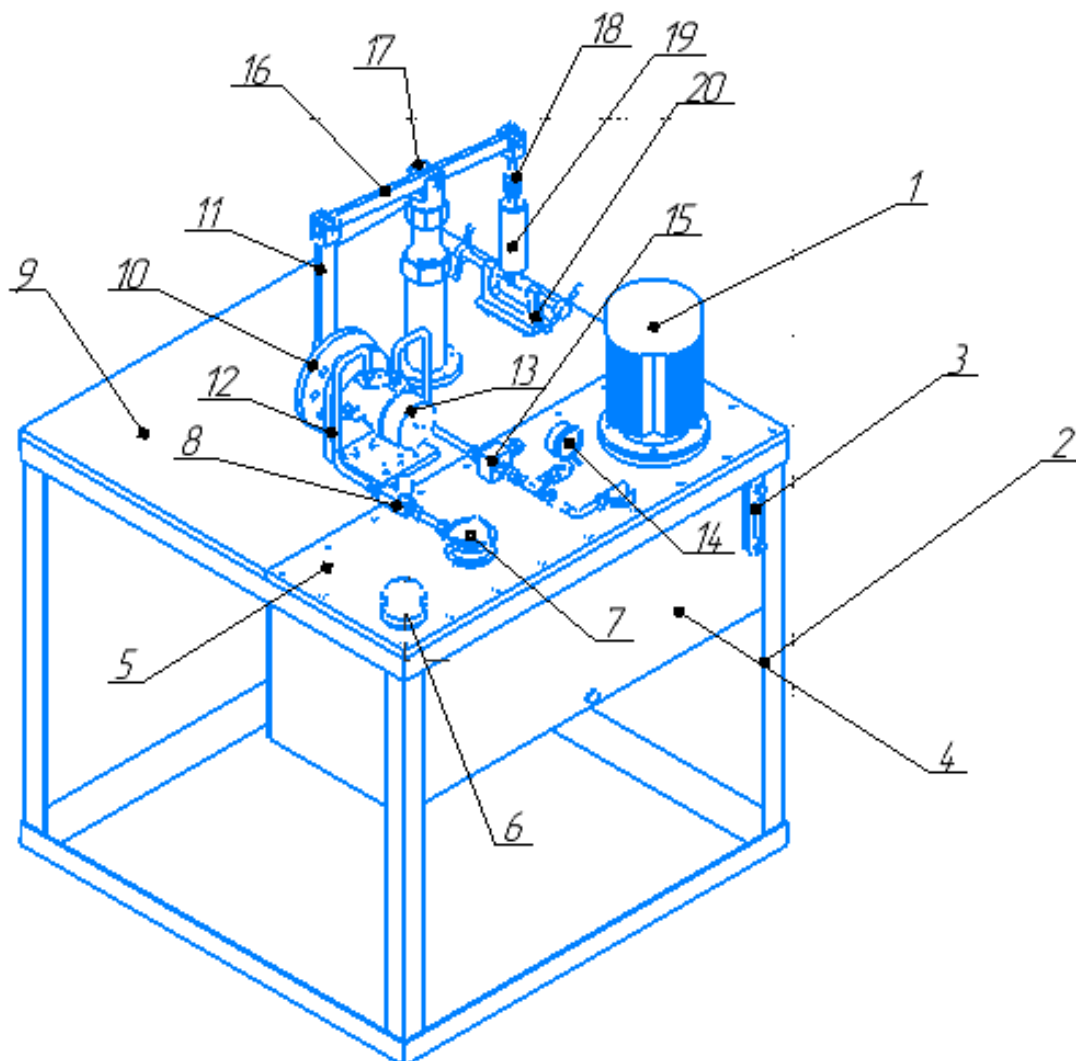


Рис.3.2 Компоновка деталей на стенді з гідравлічним приводом.

З Рис. 3.2 ми бачимо розташування компонентів на стенді з гідравлічним приводом. На рамі (2) кріпиться бак (4) . Вся

гідравлічна апаратура кріпиться на криці баку (5) такі компоненти як заливна горловина(6) зливний фільтр(7), клапан тиску(15) і насосна пара з електродвигуном (1). Для стану за кількістю рідини в баку є показник рівня(3). Для контролю тиску в системі встановлений манометр (14). Крутний момент передається з гідромотора(13) який встановлений на спеціальному кріпленню (12) до ексцентрисикового колеса (10) а далі все по аналогії зі стендом на механічному приводі. Для регулювання обертів встановлений дросель (8). Елементи кривошипно-коромислового механізму кріпляться на монтажній плиті (9). Запропонована конструкція стенду може бути реалізована після підбору обладнання та устаткування.

3.2 Візуалізація процесів в однотрубному демпфері

Принцип роботи однотрубного гідравлічного демпфера базується на поглинанні частини енергії коливань і перетворенні її в теплову за рахунок в'язкого тертя рідини на клапанах та дроселях. Візуалізація процесів руху робочої рідини крізь дроселі та клапани дозволить дослідити гідродинамічні процеси та встановити умови утворення кавітації.[11]

Метою досліджень є визначення особливостей течії робочої рідини в заданих експлуатаційних режимах роботи демпфера. [11]

Для візуалізації процесів у однотрубному демпфері було створено демпфер, елементи якого виконані з поліметилкрилату. Демпфер дозволяє імітувати роботу при перепадах тиску та витраті робочої рідини, які відповідають умовам його функціонування. [11]

Використання швидкісної фотокамера, що дозволяє фіксувати результати з можливістю їх подальшої обробки.

Розроблена конструкція демпфера дозволяє змінювати перепад тиску, витрату та температуру в широкому діапазоні. [11]

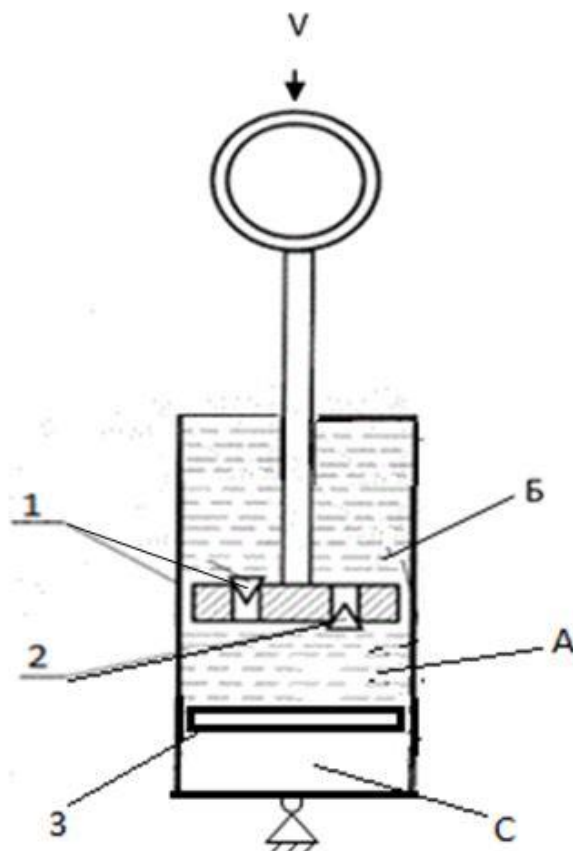


Рис. 3.2.1 Спрощена конструкція однострубного демпфера з розділовою камерою (плаваючим поршнем) [11]

Спрощена конструкція однострубного гідропневматичного демпфера представлена на (рис.3.2.1). Демпфірування досягається за рахунок проходження рідини через калібровані канали та отвори клапанно-дросельного вузла: «стиснення» 1 та «відбою» 2. Обидва клапани розташовано в поршні, а циліндр виконує роль корпусу. При поступальному русі штока в низ режим роботи «стиснення» (рис.1) рідина перетікає з нижньої порожнини А в верхню Б через клапанно-дросельний вузол 1. Режим руху «відбій» поршень рухається в гору

клапан 1 закривається, а рідина перетікає через клапанно-дросельний вузол 2. Камера С наповнена повітрям під тиском, що відділена від рідини плаваючим поршнем 3. Для імітації робочих процесів у типовому однотрубному демпфері, було створено прозорий демпфер 1 і стенд для випробування (рис.3.2). [11]



Рис.3.2.2. експериментальне обладнання:

(1-демпфер, 2- штангель циркуль, 3-перометр, 4- пневмо пістолет) [11]

Демпфер дозволяє імітувати роботу при перепадах тиску $0 \dots 1$ МПа та витраті робочої рідини $0 \dots 0,0002$ м³/с, температурі $-20 \dots +80$ °С які відповідають умовам функціонування дроселів в гідравлічному демпфері. Для можливості наочного спостереження за робочими процесами гільза демпфера виконана з оргскла. Всі елементи конструкції окрім гільзи та

плаваючого поршня використані стандартизовані з демпфера фірми NDT Naidite. [11]

Для виготовлення цього демпфера були розроблені та виготовлені такі деталі як: гільза, кришки та плаваючий поршень.

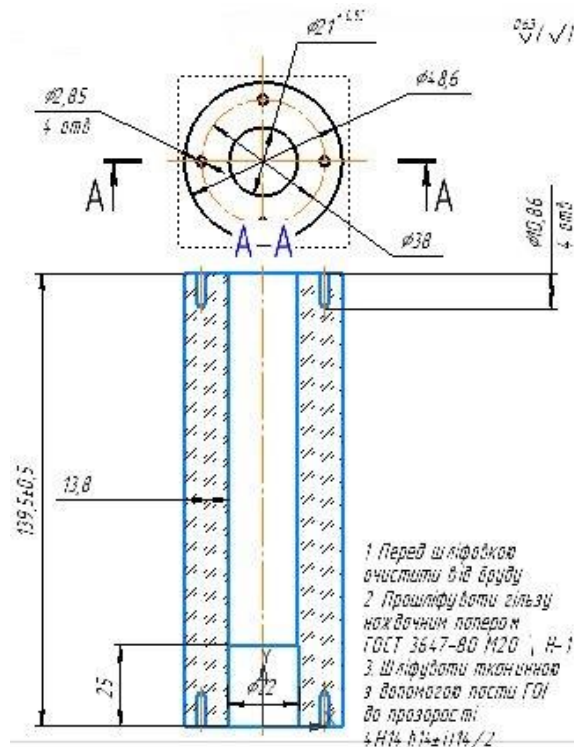


Рис.3.2.3 Кресленик гільзи експериментального демпфера

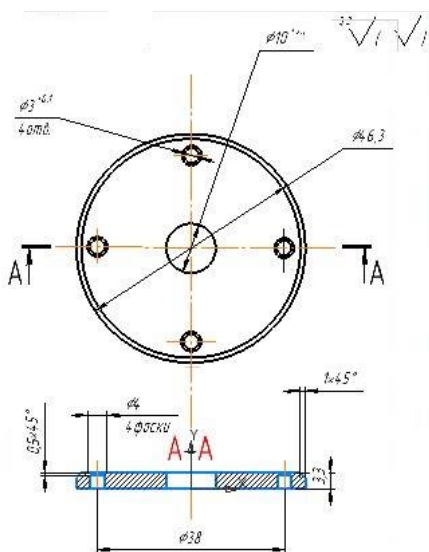


Рис.3.2.4 Кресленик кришки експериментального демпфера

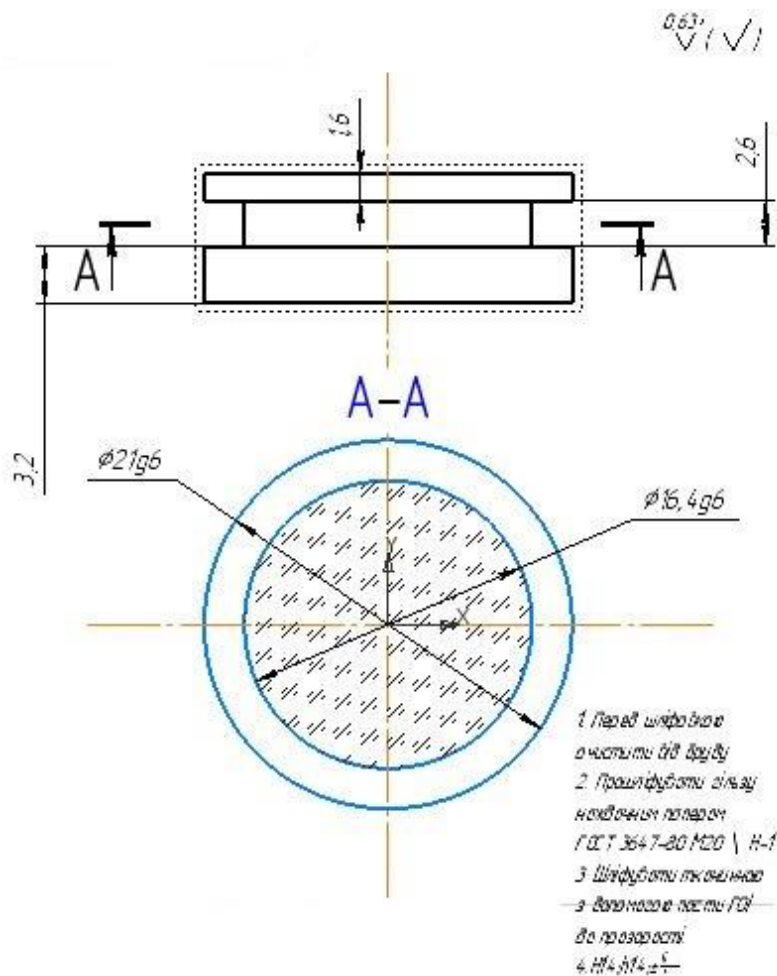


Рис.3.2.4 Кресленик плаваючого поршня демпфера

В даному експерименті подавалося повітря під тиском 1...7 бари в камеру під плаваючий поршень. Частота коливань поршню забезпечувалась 1 Гц з швидкістю $\sim 0,02$ м/с, та переміщенням ± 30 мм[11].

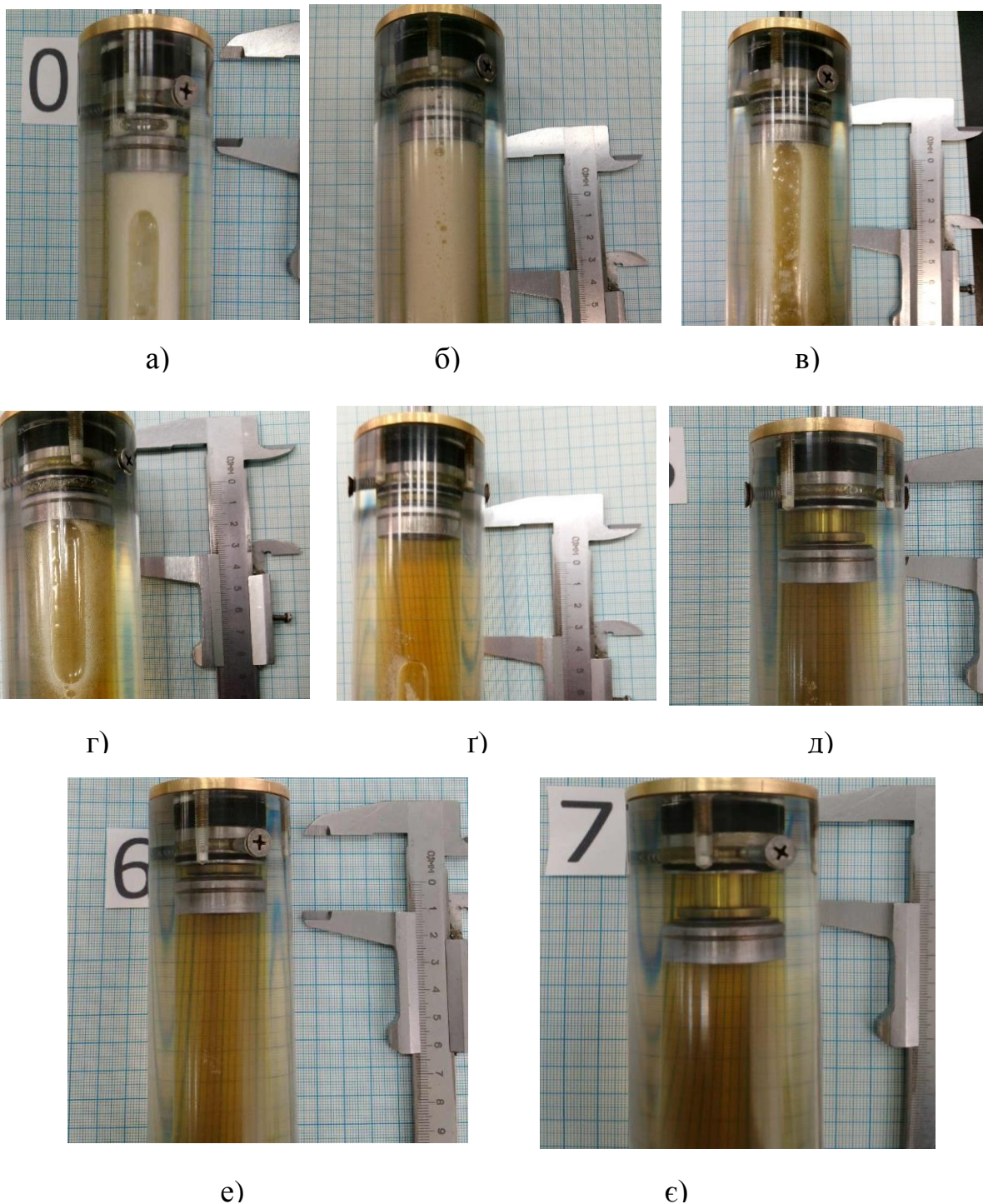


Рис.3.2.5. Процес зародження вспінювання та кавітації в робочій камері демпфера режим роботи дросельний: ($t=20^{\circ}\text{C}$,) демпфера а-рис.3.а тиск в камері с атмосферний, б-рис.3.б тиск в камері с 1 бар, в-рис.3.в тиск в камері с 2 бари, г-рис.3.г тиск в камері с 3 бари, г-рис.3.г тиск в камері с 4 бари, д-рис.3.д тиск в камері с 5 бари, е-рис.3.е тиск в камері с 6 бар, е-рис.3.е тиск в камері ж 7 бари.

Отримані результати підтверджують працездатність та доцільність застосування демпфера та його використання забезпечує можливість безпосередньо кількісно та візуально відобразити реальні робочі процеси (рис.3.2.5.). При тиску в 7 бар в розділовій камері с, вспінювання рідини та кавітація повністю відсутня. На наступному кроці по експериментальним даним побудовано залежність кількості не розчиненого повітря від тиску в плаваючій камері (рис.4.). При перепаді тиску від 1 до 6 бар з'являється вспінювання та його інтенсивність зростає пропорційно швидкості руху поршня (рис.3.4.)[11].

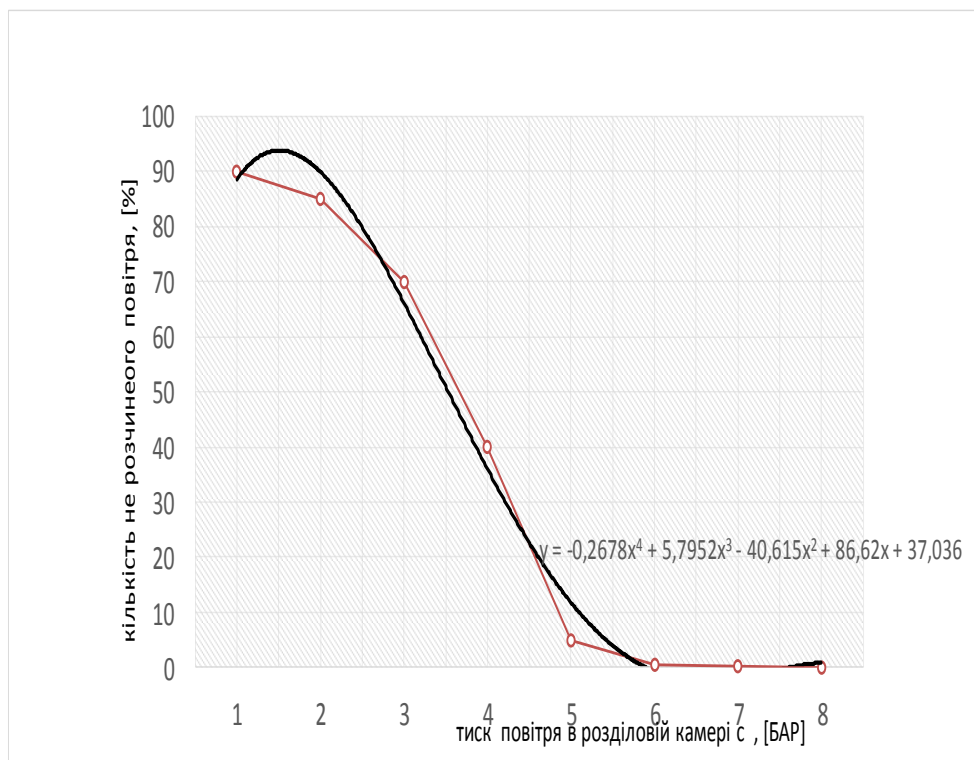


Рис.3.2.6. Залежність кількості не розчиненого повітря від тиску в плаваючій камері с[11].

Аналіз отриманих розрахункових значень встановив, що при перепаді тиску в 1-6 бар зароджується кавітаційна зона, яка обумовлює

неусталеність потоку робочої рідини та утворення невеликих за розміром бульбашок, що змінюють щільність потоку (вспінювання) (рис.3.2.6.). Коли вспінене масло проходить через дроселі, демпферне зусилля різко знижується[11].

3.3 Математичне моделювання роботи демпфера

Метою є дослідження впливу зміни в'язкості та площі поперечного перерізу на тиск та витрату в демпфері.

В даній моделі змінюючи показники площі поперечного перерізу та в'язкості можна побудувати залежності зміни тиску та витрати від цих параметрів

Припущення

- Сила сухого тертя є незначною.
- Ламінарний або турбулентний режим руху рідини.
- Вхідна сила направлена по осі демпфера.
- Бокове навантаження відсутнє.

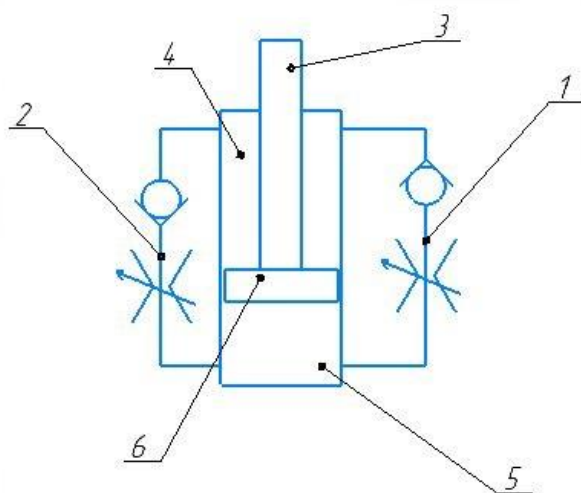


Рис 3.3.1 Схема демпфера

На рис 3.3.1 показана схема демпфера. Має шток(3) поршень(6) в якому вбудований клапанно-дросельний вузол. Рідина при русі демпфера допустимо в низ рухається з порожнини (5) в порожнину (4) через клапанний вузол(2) при русі в верх з порожнини(4) через клапанний вузол(1) до порожнини(5).

Запишемо рівняння для побудови математичної моделі системою рівнянь (1), (2).

$$\begin{array}{l}
 1) \left\{ \begin{array}{l}
 v(t) = v_1 \\
 v_1 = v_2 = v_3 \\
 F_1 = F_2 + F_3 \\
 \frac{dv_1}{dt} = \frac{F_4}{m} \\
 \frac{dh}{dt} = v_1 \\
 F_5 = F_6 + F_1 \\
 F_5 = b \cdot F_1 \\
 v_1 = \frac{F_1}{b} \\
 v = 0, h = 0 \\
 F_2 = p_1 \cdot S \\
 v_1 = \frac{q_1}{s} \\
 q_1 = q_2 + q_3 \\
 F_5 = p_2 \cdot S \\
 V_1 = \frac{q_5}{S} \\
 \frac{dp_2}{dt} - \frac{E}{\Delta V_1} - q_4 \\
 q_3 = q_4 + q_5 \\
 q_3 = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_1 - p_2) \\
 \frac{dp_1}{dt} = \frac{E}{\Delta V_1} \cdot q_2 \\
 p_1 = p_2 = p_3 \\
 q_1 = q_2 + q_3 \\
 F_5 = p_1 \cdot S
 \end{array} \right.
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 (2) \left\{ \begin{array}{l}
 v_2 = v_1 = v_3 \\
 F_1 = F_2 + F_3 \rightarrow F_3 = F_1 + F_2 \\
 v(t) = v_1 \\
 F_3 = F_4 + F_5 \rightarrow F_4 = F_1 + F_2 \\
 1 \frac{dv_1}{dt} = \frac{F_4}{m} \rightarrow F_4 = \frac{dv_1}{dt} \cdot m \\
 F_5 = F_6 + F_7 \\
 1.1 \frac{dh}{dt} = v_1 \\
 2 F_7 = b \cdot v_1 \\
 2 F_2 = p_1 \cdot S \\
 3 v_1 = \frac{F_1}{b} \\
 3.1 q_1 = q_2 + q_3 \rightarrow q_2 = q_1 - q_3 \\
 v_1 = \frac{q_1}{S} \rightarrow q_1 = v_1 \cdot S \\
 p_1 = p_2 = p_3 \\
 4 \Delta V_1 = 0.1 + \Delta h \cdot S \\
 \frac{dp_1}{dt} = \frac{E}{\Delta V_1} \cdot q_2 \\
 5 q_3 = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_1 - p_2) \\
 \Delta V_1 = 0.1 + \Delta h \cdot S \\
 q_3 = q_4 + q_5 \rightarrow q_4 = q_3 - q_1 \\
 6 \Delta V_2 = 0.1 + \Delta h \cdot S \\
 \frac{dp_2}{dt} = \frac{E}{\Delta V_2} \cdot q_4 \\
 7 F_5 = p_2 \cdot S \\
 V_1 = \frac{q_5}{S} \rightarrow q_5 = v_1 \cdot S
 \end{array} \right.
 \end{array}$$

З отриманої системи рівнянь можна побудувати математичну модель роботи демпфера. Будуватимемо в середовищі «Simulink»

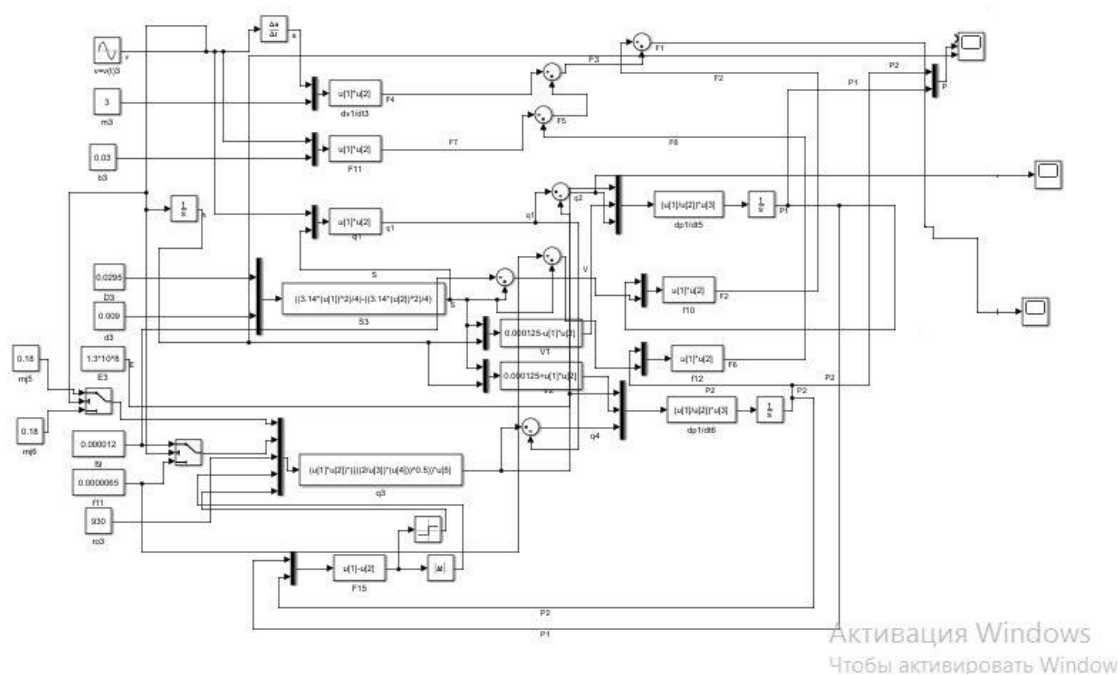


Рис. 3.3.2 Математична модель роботи демпфера

Параметри гідравлічного демпфера

Переміщення штоку(h)- 0.1м.

Частота руху (W) – 2.Гц

Коефіцієнт в'язкості(mj) – 0.2

Коефіцієнт тертя (b) – 0.3

Густина рідини (ro) – 900

Площа дроселю(s) – 0.000045239

Діаметр поршня(D) – 0.021

Модуль пружності (E) – 10^{-9} Па

Діаметр штоку(d) – 0.0105 Будуємо математичну модель

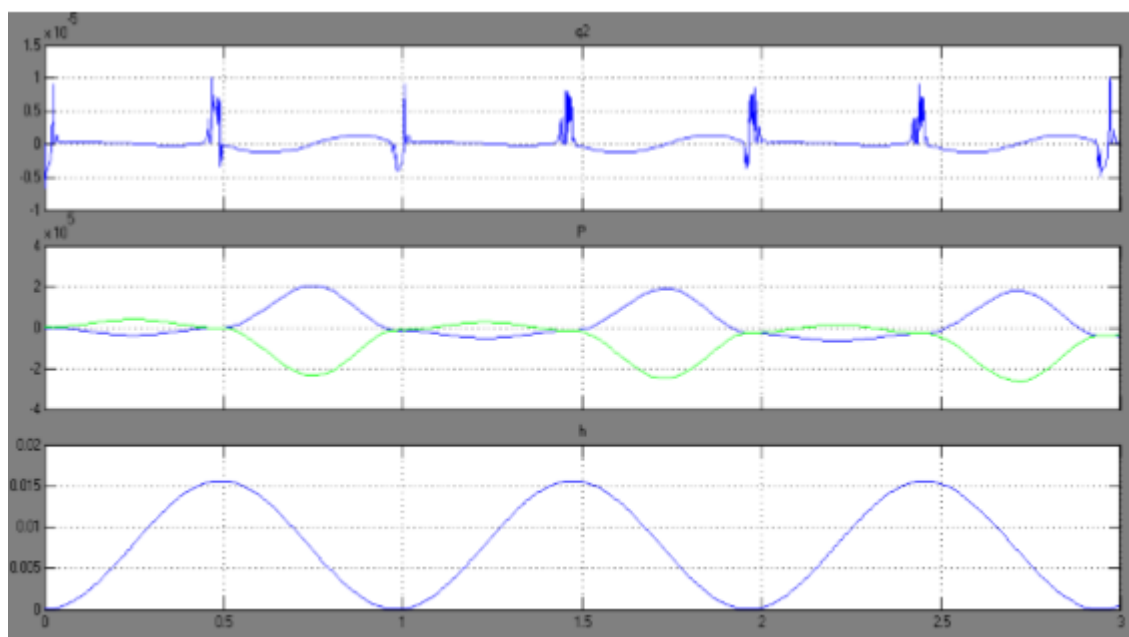


Рис.3.3.3 зміна тиску ,витрати та переміщення по часу $\mu = 0.02, s = 0.000045239$

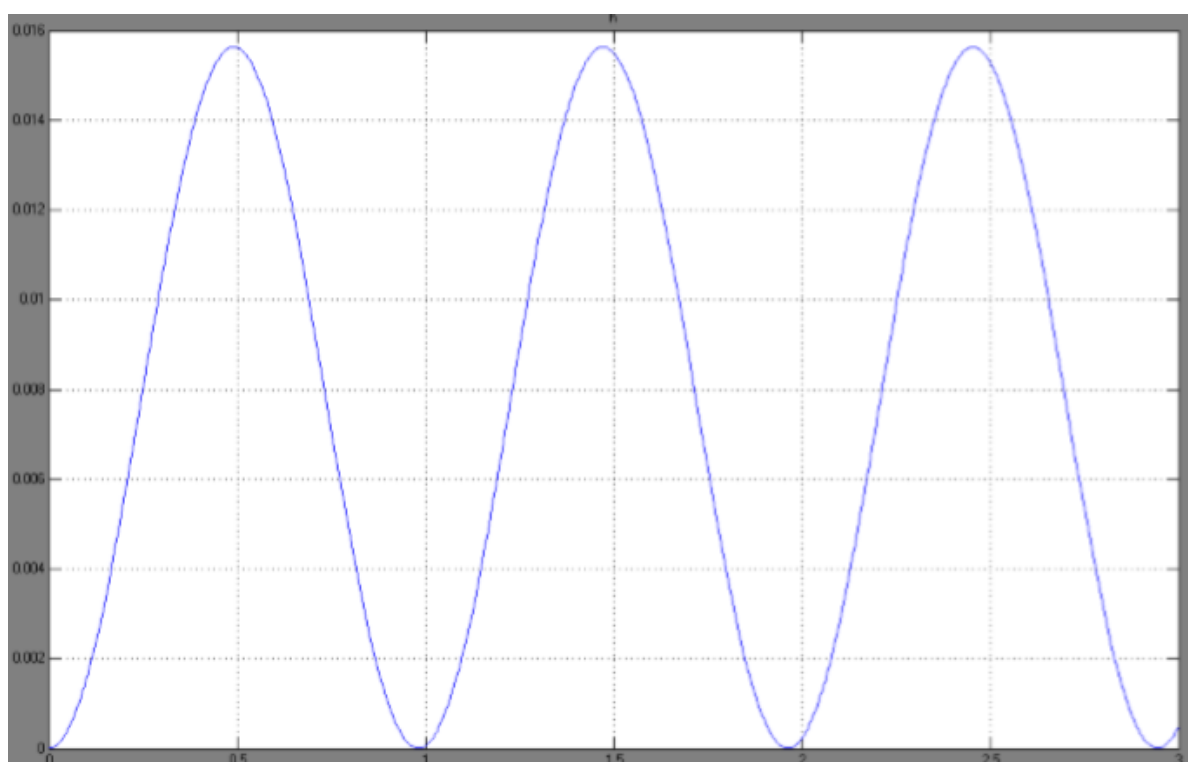


Рис.3.3.4 Переміщення h по часу, $\mu = 0.02, s = 0.000045239$

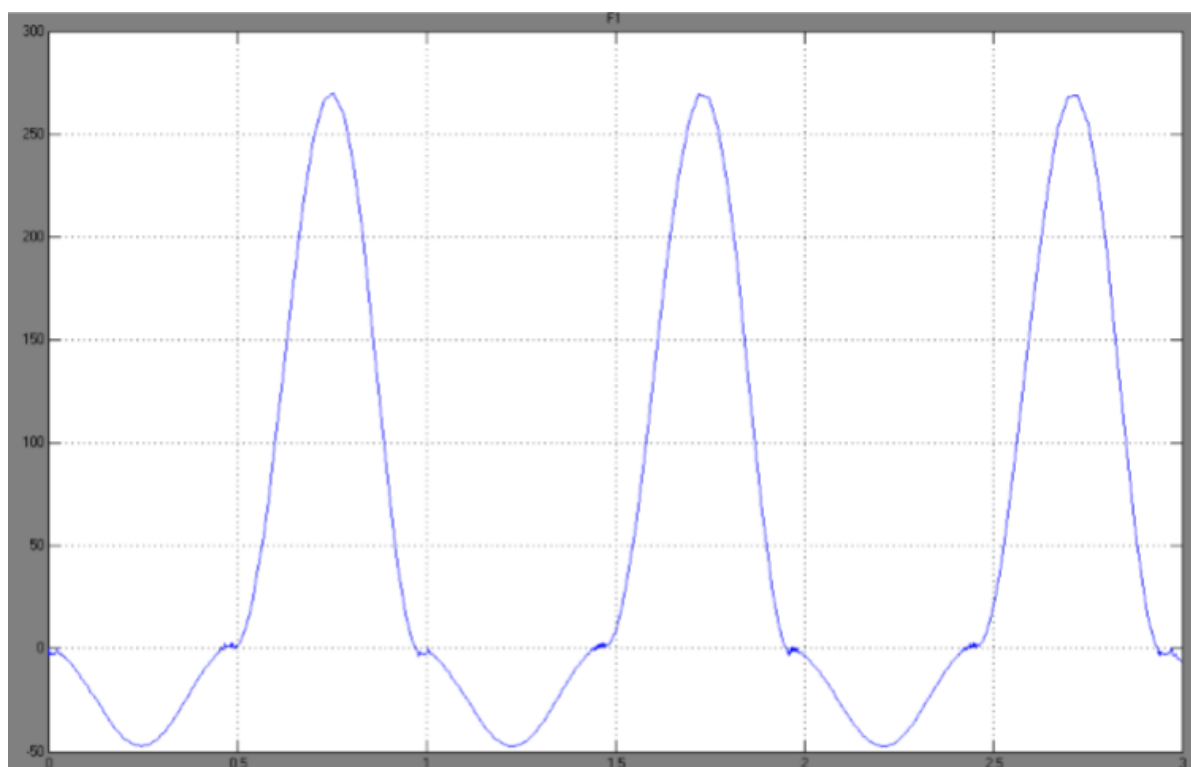


Рис.3.3.5 Зміна зусилля опору F по часу $\mu = 0.02, s = 0.000045239$

Міняємо площу перерізу дроселя до $s = 0.000043139$ бачимо такі результати :

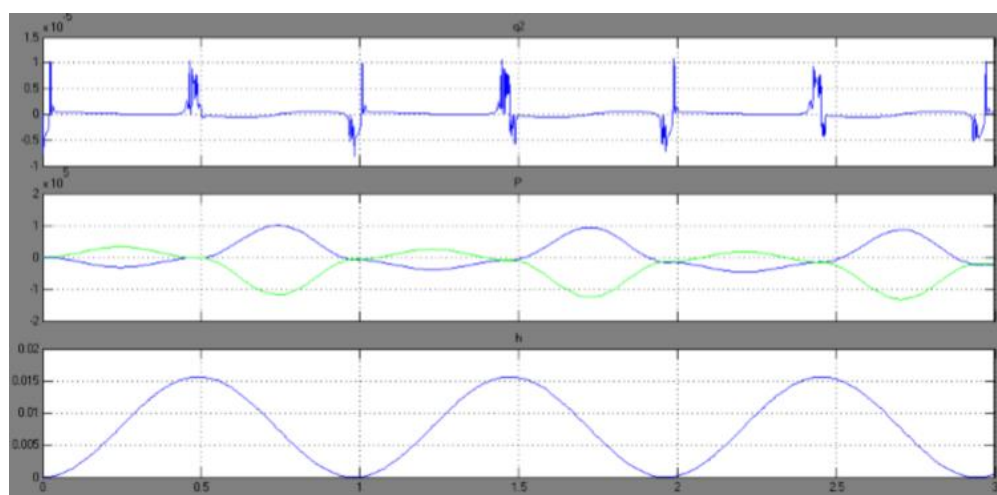


Рис.3.3.6 З зміна тиску ,витрати та переміщення по часу $\mu = 0.02, s = 0.000043139$

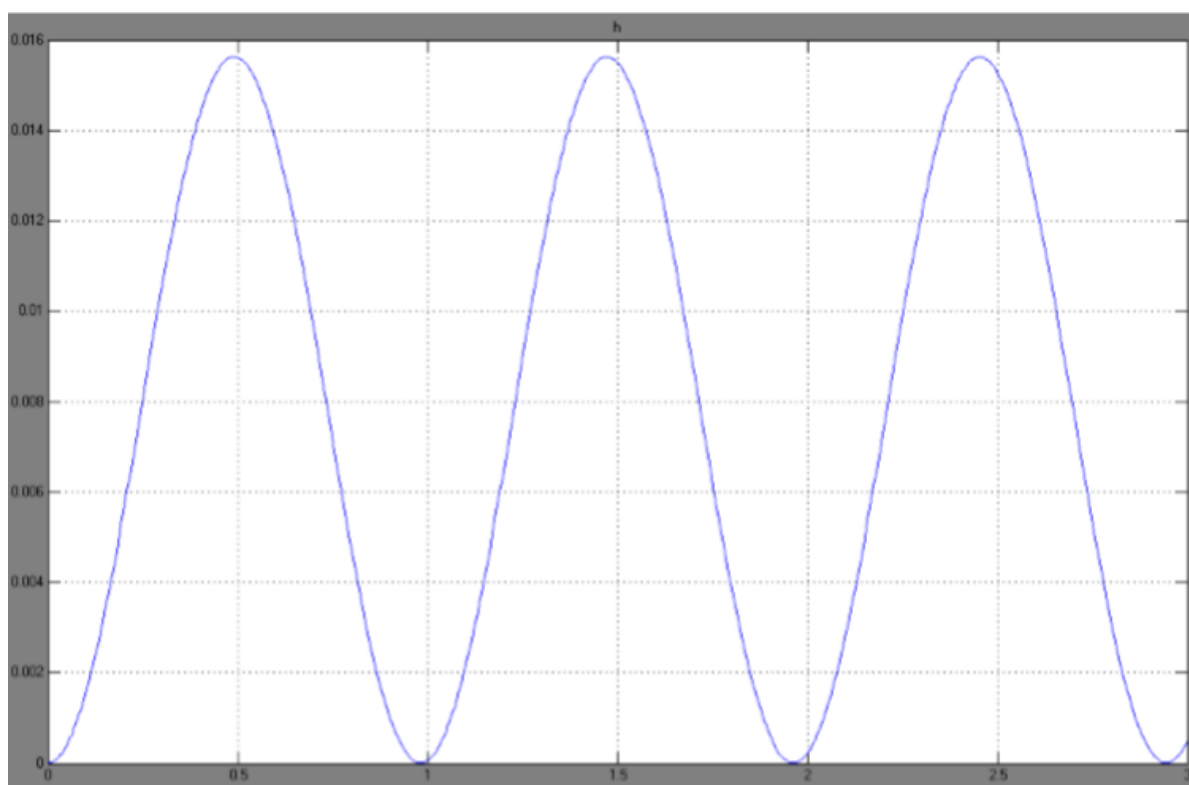


Рис.3.3.7 Зміна переміщення h по часу, $\mu = 0.02, s = 0.000043139$

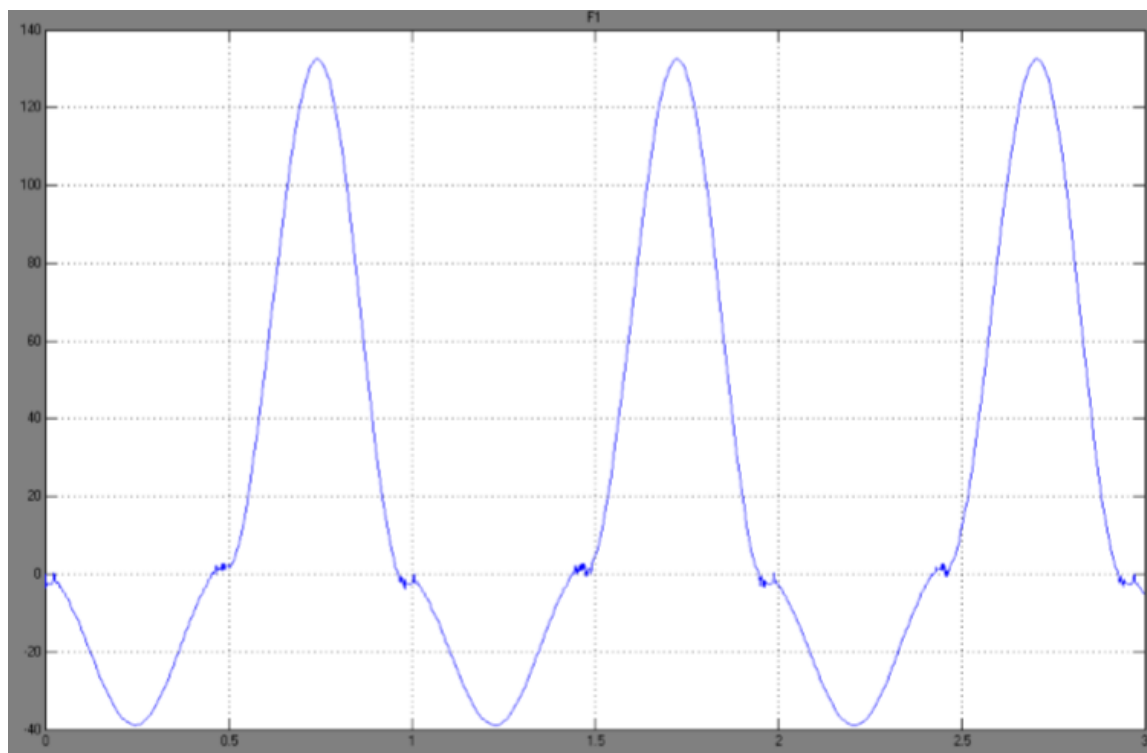


Рис.3.3.8 Зміна зусилля опору F по часу $\mu = 0.02, s = 0.000043139$

Отримані результати показали, що збільшення площі поперечного перерізу зусилля опору зменшилося і тиск теж.

Модель працює коректно

Тест.№2 При збільшенні в'язкості зусилля повинно збільшитись і витрата зменшитись.

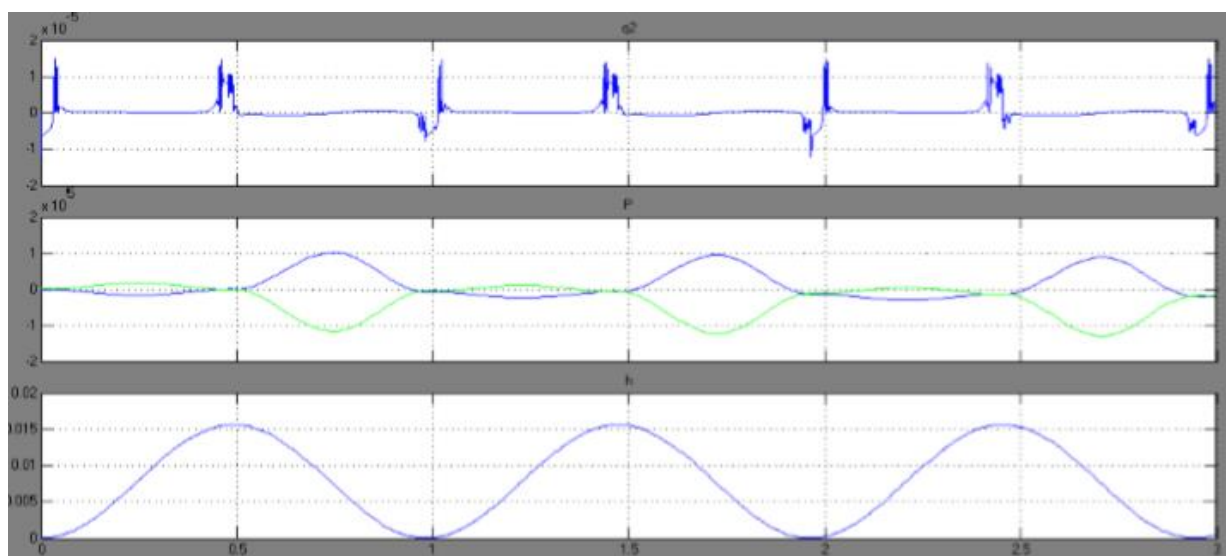


Рис.3.3.9 зміна тиску ,витрати та переміщення по часу $\mu = 0.025, s = 0.00004313$

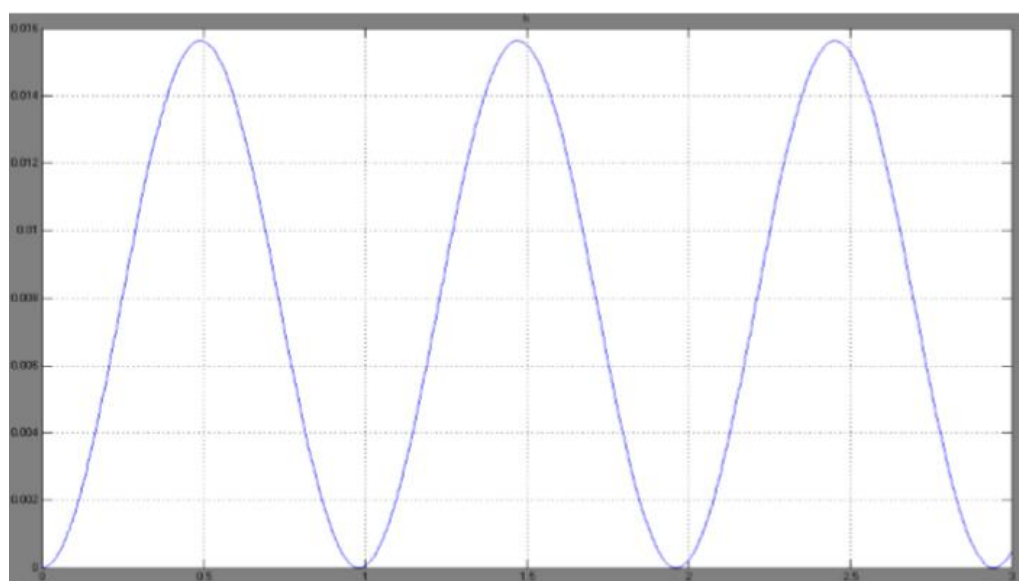


Рис.3.3.10 Переміщення h по часу, $\mu = 0.025, s = 0.000043139$

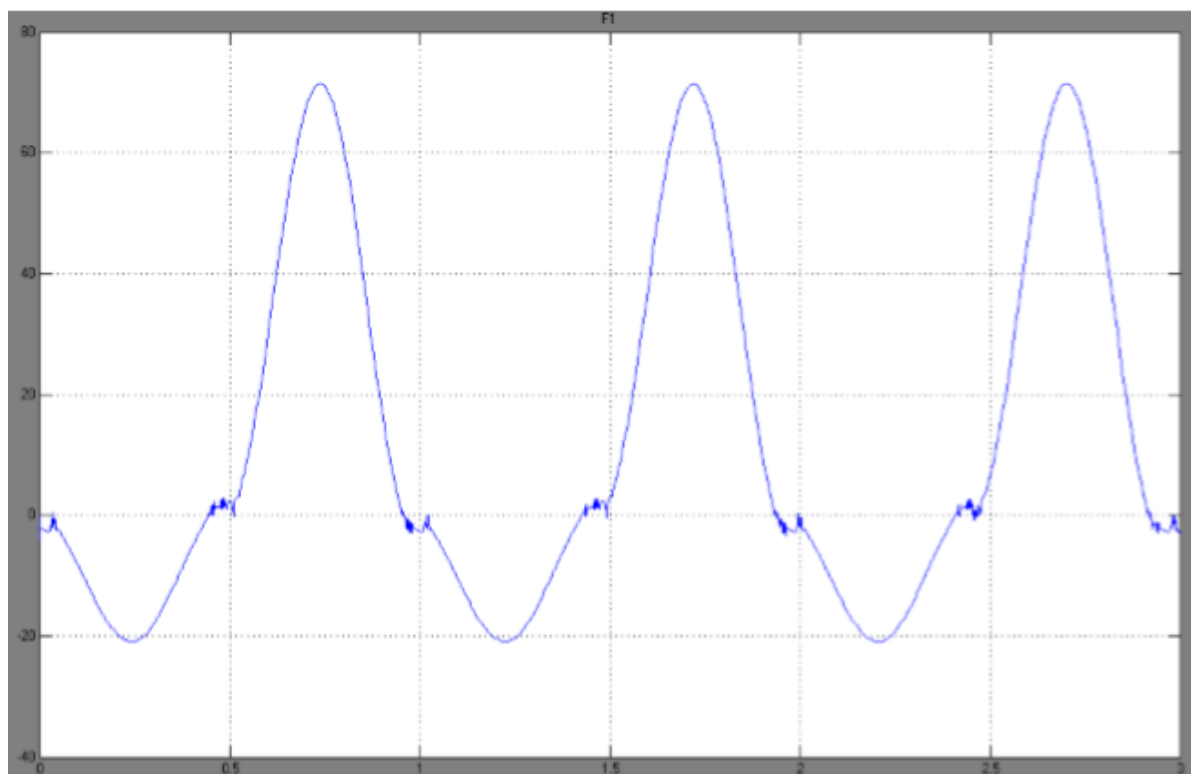


Рис.3.3.11 Зміна зусилля опору F по часу $\mu = 0.02, s = 0.000043139$

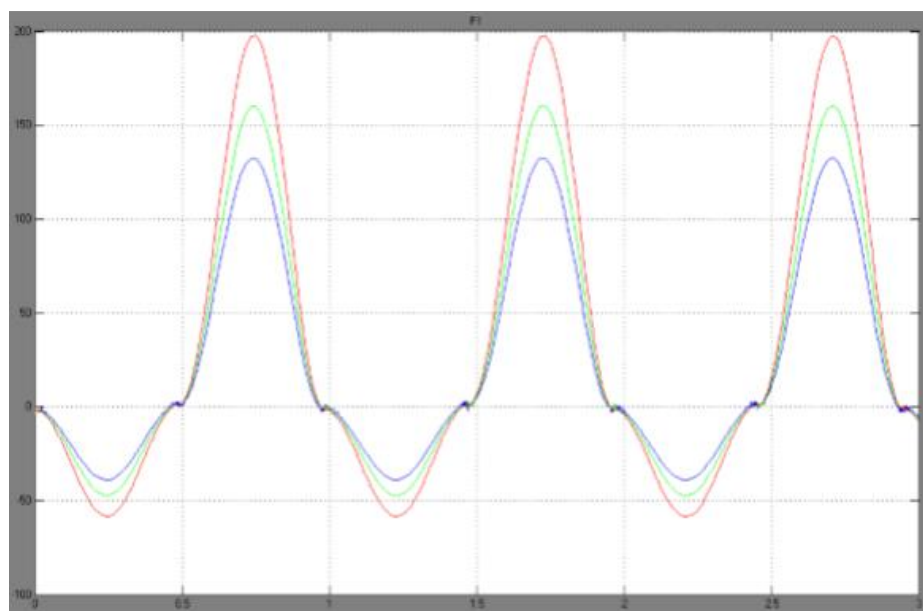


Рис.3.3.12 Зміна зусилля опору F по часу $\mu = 0.022$, –синій $\mu = 0.02$ (зелений) 0.018 (червоний)

Висновки: Проведені модельні дослідження показали значний вплив температури на робочу характеристику демпфера. Проведені тестування показують можливість застосування математичної моделі для подальших досліджень, після перевірки на адекватність.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Покращення умов праці підвищується за рахунок суворого дотримання вимог охорони праці під час проведення технічних робіт, що дає змогу підвищити рівень використання робочого часу, в наслідок чого ми можемо спостерігати підвищення якості продукції, покращання використання основних виробничих фондів, зменшення кількості аварій[22].

В даний розділ дипломного проекту «розробка експериментального стенду для зняття робочої характеристики демпферних пристроїв промислового та медичного призначення» входить як розробка загальних питань охорони праці, умов роботи під час проектування дипломної роботи, так і спеціальні питання охорони праці, які стосуються безпосередньо системи, що проектується - гідравлічної системи.

Перелік небезпечних і шкідливих факторів при технічному обслуговуванні мереж обслуговування амортизаційних систем.

Заходи безпеки при технічному обслуговуванні і ремонті регламентуються: державними та галузевими стандартами; системами стандартів безпеки праці, технічної експлуатації та ремонту амортизаторної техніки і т.д.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори, які можуть діяти на персонал при обслуговуванні систем підвіски:

- ударна хвиля (вибух ємностей, які працюють під тиском, парів і рідини), гідроаккумулятори, балони з азотом;
- витікання цівки газів або рідини із судин і трубопроводів які працюють під тиском (втрата герметичності з'єднань трубопроводів, зношеність ущільнюючих елементів);

- підвищена чи понижена температура робочих поверхонь, обладнання та матеріалів (під час роботи температура робочої рідини значно підвищується);
- відсутність чи недостатність природного світла (розміщення агрегатів системи в погано освітлених місцях).

4.1. Характеристика робочої рідини та методи забезпечення індивідуального захисту.

Рідина для демпферів буває різною і може бути призначена для інших гідравлічних пристроїв, які працюють в інтервалі температур від мінус 60°C до 150°C.

Робоча рідина представляє собою суміш ефірів фосфорної кислоти з присадками, які поліпшують в'язкосте і, анти гідролізні, антиокисні та антиерозійні властивості.

- Щільність рідини при 20°C - 1020 кг/м³, не більше (згідно ГОСТ 3900-93). Кінематична в'язкість при 0°C - 8,5 мм²/с, при 60°C - 4200 мм²/с, не менше (згідно ГОСТ 20287-93).
- Температура спалаху, що визначається у відкритому тигелі, - 155°C (згідно ГОСТ 4333-93).

По ступеню впливу на організм згідно з класифікацією шкідливих речовин згідно з ГОСТ 12.1.007-93 робоча рідина відноситься до другого класу шкідливості.

Хімічний аналіз повітря на вміст парів основи амортизаторної рідини здійснюється колометричним методом та згідно до ГОСТ 12.1.005-93 з періодичністю не менше одного разу у місяць.

Застосування персоналом засобів індивідуального захисту (ГОСТ 12.4.103-83 ССБТ): головний убір з бавовняної тканини з просоченням кислотозахистним, понолицьова маска 3М "6900", півмаска респіратор 3М 7502. Маска - 3М™ серії 7500, фартух прогумований кислото-лужні з

нагрудником, нарукавники прогумовані кислотолюбності, рукавички гумові, щиток захисний лицьовий чоботи ПВХ[22].

Пройдення спеціальної підготовки та інструктажу робочого персоналу, застосування прогресивних технологій виробництва, проведення попередніх і періодичних медичних оглядів людей, що працюють у контакті зі шкідливими речовинами – є основними методами забезпечення захисту персоналу. [23]

4.2. Пожежна безпека

Приміщення, в яких встановлені ПК, по пожежній небезпеці відносяться до категорії В, і повинні задовольняти вимогам по запобіганню і гасінню пожежі по, з обов'язковою наявністю телефонного зв'язку і пожежної сигналізації. [23]

Меблі в приміщенні лабораторії із МДФ, дверні та віконні переплети із металопластика, корпуси ЕОМ і приладів із металу та полімерних матеріалів. По вибуху і пожежо-небезпечності приміщення відноситься до категорії В [24]

На основі СНіП II-2-80 будівля відповідає II степені вогнестійкості, що потребує від будівельників конструкції норм вогнестійкості (часу опору вогню):

- несучі стіни, стіни сходових кліток і колони - 2 год.
- сходові клітки, сходи, балки і марші у сходових клітках - 1 год.
- зовнішні стіни навісних панелей - 0.25 год.
- внутрішні і зовнішні стіни (перегородки) - 0.25 год.
- плити і настили конструкцій міжповерхових перекриттів – 0.75год.
- плити, настили та інші несучі конструкції - 0.25 год.

Приміщення відноситься до категорії В. В приміщенні повинно знаходитись 3 вуглекислотні вогнегасники.

Необхідний час евакуації складає - 3 хвилин. Евакуацію необхідно здійснювати швидко, чітко та без паніки.

4.3. Загальна характеристика мікроклімату робочої зони під час роботи над дипломною роботою

Робочою зоною являлась робоча кімната, яка була постійним робочим місцем під час розробки дипломної роботи. Величини показників мікроклімату у робочій зоні порівнюються з оптимальними показниками умов мікроклімату приміщень. Виходячи з «Санітарних норм мікроклімату виробничих приміщень» ДСН 3.3.6.042-99, визначаємо дану роботу, як легку фізичну роботу (категорія І) при якій витрата енергії дорівнює 105 - 140 Вт (90 - 120 ккал/год.) - категорія Іа, тобто робота, що виконуються сидячи і не потребують фізичного напруження. [24]

Мікрокліматичні умови приміщень характеризуються такими показниками: температура повітря, відносна вологість повітря, швидкість руху повітря, інтенсивність теплового (інфрачервоного) опромінення, температура поверхні.

Нормалізація несприятливих мікрокліматичних умов здійснюється за допомогою комплексу заходів та способів, які включають: будівельно-планувальні, організаційно-технологічні, санітарно-технічні та ін. заходи колективного захисту.

4.4. Освітлення робочого приміщення

Після технічного обслуговування і ремонту системи її необхідно випробувати на функціонування. Для цього передбачаються наступні правила з техніки безпеки:

Серед чинників зовнішнього середовища, що впливають на організм людини в процесі праці, світлу відводиться чільне місце.

Недостатня або надмірна освітленість, нерівномірність освітлення в полі зору втомлює очі, призводить до зниження продуктивності праці, при цьому зростає потенційна небезпека помилкових дій і нещасних випадків. Надмірна яскравість джерел світла може спричинити головний біль, різь в очах, розлад гостроти зору, світлові відблиски – тимчасове засліплення.

Приміщення з постійним перебуванням людей повинно мати, як правило, природне освітлення, проте природньому освітленню властиві і недоліки: воно непостійне в різні періоди доби та року, в різну погоду; нерівномірно розподіляється по площі виробничого приміщення; при незадовільній його організації може викликати засліплення органів зору.

Штучне освітлення передбачається в усіх виробничих та побутових приміщеннях, де недостатньо природного світла, а також для освітлення приміщень у темний період доби, під час якого також проводилась робота над дипломним проектом. При розрахунку штучного освітлення було забезпечено сприятливі гігієнічні умови для зорової роботи[22].

4.5. Визначення відповідності освітленості приміщення нормативним значенням штучного освітлення робочої зони

Визначте згідно ДБН В.2.5.-28-2006 нормоване значення освітленості у робочому приміщенні, схема розміщення світильників представлення на рис.4.5.1

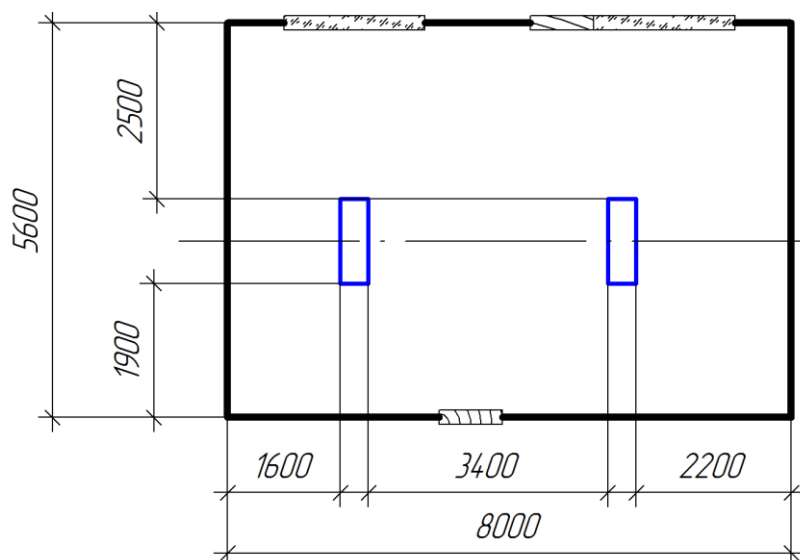


Рис. 4.5.1 Схема розташування світильників у робочій лабораторії

На підставі характеристики системи освітлення і розмірів приміщення визначте фактичну освітленість у приміщенні. Для цього визначаємо індекс приміщення i по формулі:

$$i = \frac{a \cdot b}{h_c(a + b)} = \frac{5,6 \cdot 8}{1,6 \cdot (5,6 + 8)} = 2,05$$

де $a = 5,6$ м і $b = 8$ м довжина і ширина приміщення,

$h_c = 1,6$ м – висота підвісу світильника над робочою поверхнею.

Виходячи з індексу приміщення (i) та коефіцієнтів відбиття стелі, стін і підлоги ($\rho_{сл}$, $\rho_{сн}$, ρ_n), визначте коефіцієнт використання світлового потоку η .

Стеля приміщення свіжопобілена $\rho_{сл} = 70\%$, стіни мають світло сірий колір $\rho_{сн} = 50\%$, підлога з дубового паркету $\rho_n = 30\%$. Висота робочої поверхні h_p становить 0,8 м.

Для встановленої системи освітлення визначимо нормоване значення освітленості, яке залежить від характеристики зорової роботи при роботі над дипломною роботою: $s_0 = 3$ мм - мінімальний розмір об'єкта, що розпізнається, характеристика фону – світла, контраст об'єкта розпізнавання з фоном – великий.

З заданих параметрів можемо встановити, що $E_n = 200$, лк

Виходячи з типу ламп, а саме дволампові світильники ЛХБ 40 потужністю 40 Вт, світловий потік відповідатиме значенню $F_{\text{л}} = 3100$ лм

Визначаємо фактичне значення освітленості в приміщенні $E_{\text{ф}}$:

$$E_{\text{ф}} = \frac{F_{\text{л}} \cdot N \cdot n \cdot \eta}{S \cdot k_3 \cdot z},$$

де $N=2$ – кількість світильників, од.,

$n=2$ – кількість ламп в світильнику, од.,

$\eta=0,56$ – коефіцієнт використання світлового потоку,

$S=44,8$ м² – площа приміщення,

$k_3=1,5$ – коефіцієнт запасу,

$z=1,1$ – коефіцієнт нерівномірності.

$$E_{\text{ф}} = \frac{3100 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 0,56}{44,8 \cdot 1,5 \cdot 1,1} = 93,9, \text{ лк}$$

Порівняємо фактичне значення освітленості, що створює у приміщенні задана система загального штучного освітлення, з нормативним значенням штучного освітлення робочої зони.

$$\frac{E_H - E_\Phi}{E_H} \cdot 100\% = \frac{200 - 93,9}{200} \cdot 100\% = 53\%$$

Оскільки маємо невідповідність освітленості приміщення нормам, розрахуємо необхідну кількість світильників та зобразимо умовну схему їх розташування.

Кількість світильників N_p , необхідних для досягнення оптимального значення освітленості:

$$N_p = \frac{S \cdot k_3 \cdot z \cdot E_H}{F_L \cdot n \cdot \eta} = \frac{44,8 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 200}{3100 \cdot 2 \cdot 0,56} = 4$$

Освітленість з оптимальною кількістю світильників:

$$E_p = \frac{F_L \cdot N \cdot n \cdot \eta}{S \cdot k_3 \cdot z} = \frac{3100 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 0,56}{44,8 \cdot 1,5 \cdot 1,1} = 187,9, \text{ лк}$$

Повторно проведемо порівняння фактичного значення освітленості з нормативним значенням штучного освітлення робочої зони.

$$\frac{E_H - E_\Phi}{E_H} \cdot 100\% = \frac{200 - 187,9}{200} \cdot 100\% = 6,05\%$$

На підставі отриманих результатів можна відзначити відповідність перерахованої системи штучного освітлення у розглянутому приміщенні нормативним вимогам, оскільки відхилення фактичного значення від нормативного на 10%, можна затвердити схему розташування світильників з заданими параметрами(рис.4.5.2).

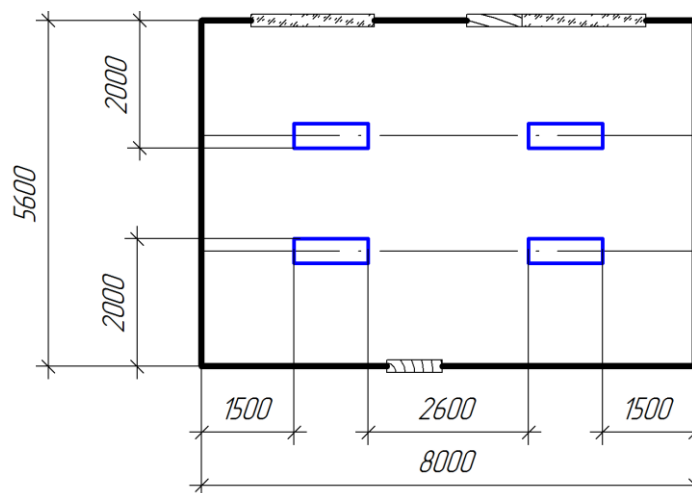


Рис.4.5.2.Кінцева схема розміщення світильників в приміщенні

Умови та безпека праці, їх стан та покращання – важлива задача кожного з нас. Рівень безпеки будь-яких робіт у суспільному виробництві значною мірою залежить від рівня правового забезпечення цих питань, тобто від якості та повноти викладення відповідних вимог в законах та інших нормативно-правових актах.

Таким чином при розробці даного розділу мною було розглянуто такі питання, як визначення небезпечних факторів при роботі з демпферами визначення та забезпечення безпеки при роботі з цого рідиною, пожежна безпека в приміщенні. Практично було визначено загальний мікроклімат приміщення, виконано розрахунок освітленості приміщення. Загалом умови праці на робочому місці є достатніми, загальна безпека приміщення відповідає основним нормам.

4.6. Прогнозування та оцінювання інженерної та пожежної обстановки під час аварії на вибухо небезпечних об'єктах

Визначення ступенів руйнувань елементів приміщення.

Визначемо можливу ступінь руйнування будівлі цеху зі збірного залізо бетону, що знаходиться на відстані 800 м від газової заправки, де зберігаються 30 тонн зрідженого пропану.

Зона I : виначимо радіус детонаційної хвилі $r_1 = 117\text{м} < 500\text{м}$.

Зона II: визначимо радіус дії продуктів вибуху $r_2 = 199\text{м} < 500\text{м}$.

Зона III. За формулою знаходимо величину надмірного тиску ударної хвилі на відстані $L = 500$ м від центру вибуху 30 т пропану.

$$\Delta P_{\phi} = \frac{262}{\sqrt{1 + 7,66 * 10^{-5} * \frac{L^3}{Q} - 1}}$$

$$\Delta P_{\phi} = \frac{262}{\sqrt{1 + 7,66 * 10^{-5} * \frac{500^3}{30} - 1}} = 14,6\text{КПа}$$

L – відстань до центру вибуху, м; Q – кількість вибухової речовини, т.

З додатку 1 визначаємо, що будівля зі Цегли багатоповерхова будівля(три поверхи та більше) від ударної хвилі з надмірним тиском 14,6 кПа отримає середні руйнування. Висновок. З розрахунків визначили, що об'єкт потрапив під вплив дії повітряної ударної хвилі. Під час аварії будівля цеху може отримати середні руйнування. З Додатку 2 визначаємо,

що це руйнування даху, внутрішніх перегородок, вибиті двері та вікна, у капітальних стінах можливі тріщини.

4.6.2.Оцінювання можливих уражень людей

Визначемо можливі ушкодження людей, які працюють у приміщенні зі цегли в багатоповерховому будинку, якщо під час вибуху величина надмірного тиску ударної хвилі в районі цеху 14,6 кПа. Розв'язання.

Оцінюємо ступінь ураження людей в будівлі від надмірного тиску ударної хвилі, яка проникає в приміщення крізь вибиті вікна і двері. З табл. визначаємо, що при $\Delta P_{\varphi} = 14,1$ кПа люди можуть отримати легкі травми при прямій дії вибухової хвилі. Крім того, зруйнована будівля викличе непряму дію ударної хвилі на людей.

Висновок. Внаслідок прямої дії вибуху можлива легка контузія організму, часткова втрата слуху, вивихи кінцівок.

ВИСНОВКИ

У цій частині дипломної роботи було визначено потенційно небезпечні шкідливі фактори, при виконанні роботи, розраховано освітленість робочого місця яке відповідає нормам .

Проаналізували пожежну безпеку в приміщенні, та дійшли висновку що вона відповідає вимогам. Був проведений розрахунок на можливий вибух приміщення що знаходиться неподалік. Також був проведений аналіз електробезпеки приміщення в результаті чого встановлено, що він відповідає ГОСТ 12.1.030-81.

В результаті було встановлено, що приміщення відповідає державним нормам та забезпечує комфортні умови праці.

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

5.1 Опис ідеї проект

Ідея проекту полягає в тому, щоб застосувати в демпфері гільзу яка виконана із прозорого матеріалу для того щоб була змога більш детальніше дослідити статичні характеристики демпфера та і гідродинамічні властивості рідини при різних режимах роботи. Стенд розробляється спеціально такий щоб регулювався по всім потрібних параметрах які необхідні для зняття характеристик при його роботі.

Таблиця 5.1.

Ідея проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Випробування демпферів на придатність а також дослідження для наукових цілей	Випробування на справність демпфера	Не складність у використанні.
	Дослідження статичної характеристики	Велика функціональність
	Дослідження процесів що відбуваються з рідиною в середині	Можливість зняття дослідів створення наукових праць

До сильних сторін запропонованого проекту можна віднести:

- Відносно не великі габарити в порівняннями з аналогами
- Велика функціональність
- Простота в експлуатації та не велика складність монтажу

Однак система має і слабкість:

— Багато не стандартних деталей під які потребують ретельного виготовлення та мають більшу ціну у випадку виходу з строю якоїсь із них .

5.2 Технології застосовані в проекті

Найголовніша технологія, що була використана в проекті, - зняття майже всіх можливих характеристик з демпферів.. (рис 5.2.1.).

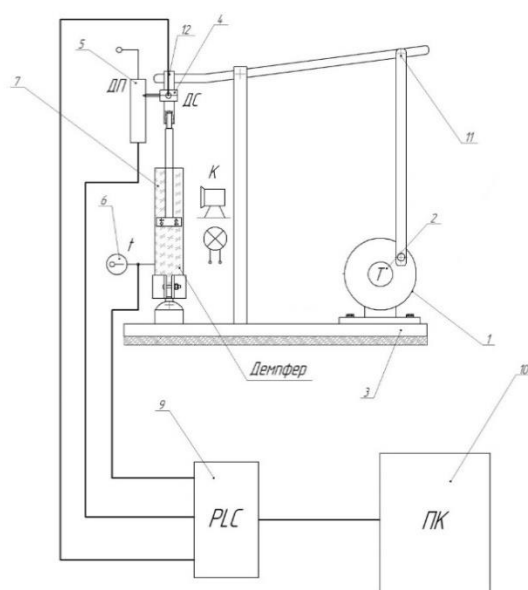


Рис 5.2.1. схеми стенду для випробування демпферів
Компоновка та розміщення компонентів було розроблено самостійно.
Усі компоненти приводу можливо придбати на ринку.

5.3 Аналіз ринкових можливостей запуску проекту

Таблиця 5.2. Попередня характеристика потенційного ринку
стартапу проекту

№	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	Більше 5
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	1 млн. грн.
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Спадає на 6% за рік
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Відсутні
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	ГОСТ Р 53816-2010 Автомобільні транспортні засоби. Амортизатори гідравлічні телескопічні. Технічні вимоги і методи випробувань Робоча діаграми амортизаторів повинні бути значення, вказані в КД. При максимальних швидкостях поршня від 0,25 до 0,52 м / с відхилення сил опору амортизаторів від середніх значень повинні знаходитися в межах $\pm 15\%$ при відбої і $\pm 20\%$ при стисненні. При максимальних швидкостях поршня від 0,08 до 0,20 м / с граничні відхилення сил опору амортизаторів від їх середніх значень повинні знаходитися в межах $\pm 30\%$ при відбої і $\pm 50\%$ при стисканні
	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	10,2%

З таблиці 5.2 видно, що за попереднім оцінюванням ринок є привабливим для входження.

Таблиця 5.3 Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Чиста конкуренція	Присутньо більше 5 виробників, при цьому ринок поділено між ними майже однаково	Зменшення собівартості та підвищення якості, компанія завоює більшу частин ринку
2. За рівнем конкурентної боротьби	Міжнародна	Міжнародна конкуренція сприяє переливанню капіталів і товарів між різними державами, забезпечує збалансований розвиток світового ринку і світового господарства.
3. За галузевою ознакою - міжгалузева/ внутрішньогалузева	внутрішньогалузева	Наслідком внутрішньогалузевої конкуренції є впровадження досягнень науки і техніки, зниження витрат виробництва, підвищення якості продукції.
4. Конкуренція за видами товарів: - товарно-родова - товарно-видова - між бажаннями	товарно-родова	На ринку молока веде конкурентну боротьбу з іншими типами питного молока
5. За характером конкурентних переваг - цінова / нецінова	Нецінова	Головною конкурентною перевагою є унікальність обробки.
6. За інтенсивністю - марочна/не марочна	Марочна	Конкуренти компанії та їх продукти

Обґрунтування факторів конкурентоспроможності Таблиця 5.4

п/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
	Унікальність позиціонування	В умовах чистої конкуренції, коли фактор ціна/якість є ключовим засобом ведення конкурентної боротьби, важливим є створення та підтримання унікального ефективного шляху обробки, що створює певний захист від конкурентних зіткнень.
	Ціна	Оскільки амортизатори є товаром майже постійної покупки для автомобілістів і предметом дослідження для науковців, то товар є одним із засобів ведення конкурентної боротьби. Тому їх справність і дослідження є вигідним.
	Репутація виробника	За рахунок того що в світі зростає кількість автомобілів а ціни на амортизатори мають відносно велику ціну то їх якісне випробування на справність. Споживач керується ціною на можливі затрати. Це важливо при виході на ринок з новими товарами, або при виході на нові сегменти, що полегшує позитивне сприйняття новинок.
	Маркетинговий бюджет	Від розміру маркетингового бюджету залежить здатність здійснювати маркетингову стратегію підприємства. Маркетингові заходи мають забезпечувати інші конкурентні переваги такі, як рівень диференціації, лояльності, репутація виробника, дистрибуція та просування.

Таблиця 5.5

Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін проекту

	Фактор конкурентоспроможності	Бали 1-20	Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з даним проектом						
			-3	-2	-1	0	1	2	3
	Інноваційність	4							X
	Ціна							X	
	Репутація виробника							X	
	Маркетинговий бюджет					X			
	Ризики		X						

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) (табл. 4.5) на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (табл. 4.6).

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення.

5.4 Розроблення ринкової стратегії проекту

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 5.5).

Таблиця 5.6

Вибір цільових груп потенційних споживачів

п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
	Станції тех. огляду	+	високий	низька	середня
	Інженерні інститути	+	низький	середня	середня
Які цільові групи обрано: обрана перша група потенційних споживачів					

За результатами аналізу потенційних груп споживачів (сегментів) визначена стратегія охоплення ринку: компанія працює із всім ринком, пропонуючи стандартизовану програму (включно із характеристиками товару/послуги), значить використовується диференційований маркетинг.

Для роботи в обраному сегменті ринку необхідно сформувати базову стратегію розвитку (табл. 5.7).

Таблиця 5.7

Визначення базової стратегії розвитку

№	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
1	Розвиток ринку	Масовий маркетинг	Високі витрати створюють бар'єр входу для нових конкурентів	Стратегія лідерства по витратах
2	Розвиток товару	Диференційований маркетинг	Відмітні властивості товару і завойована прихильність клієнтів захищають фірму і від товарів-замінників	Стратегія диференціації
3	Більш глибоке	Концентрований	Задоволення потреб	Стратегія

	проникнення на ринок	маркетинг	вибраного цільового сегменту краще, ніж конкуренти	спеціалізації
--	----------------------	-----------	--	---------------

На основі таблиці 5.7 обрана базова стратегія розвитку - стратегія диференціації.

Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (табл. 5.8).

Таблиця 5.8

Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/п	Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента?	Стратегія конкурентної поведінки
1	Так	Так	Ні	Стратегія лідера
2	Ні	Так	Ні	Стратегія виклику лідера
3	Ні	Ні	Так	Стратегія наслідування лідеру
4	Так	Ні	Ні	Стратегія заняття конкурентної ніші

На основі вимог споживачів з обраних сегментів до постачальника (стартап-компанії) та до продукту (див. табл. 5.1), а також в залежності від обраної базової стратегії розвитку (табл. 5.7) та стратегії конкурентної

поведінки (табл. 5.8) розробляється стратегія позиціонування (табл. 5.8). що полягає у формуванні ринкової позиції (комплексу асоціацій), за яким споживачі мають ідентифікувати торгівельну марку/проект.

Таблиця 5.9

Визначення стратегії позиціонування

№	Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту	Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту (три ключових)
1	Доступна ціна	Стратегія лідерства по витратах	Використання методу ціноутворення на основі аналізу беззбитковості	Доступність, масштабність, досвід

Таблиця 4.9. Продовження

№	Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту	Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту (три ключових)
2	Відмінні властивості продукту	Стратегія диференціації	Посилити використання таких конкурентних переваг як унікальне позиціонування та рівень диференціації	Відмінність, незамінність, новації
3	Задоволення конкретних потреб	Стратегія спеціалізації	Стимулювати збут та засоби торгового маркетингу в межах вибраного цільового сегменту	Індивідуальність, локальність, низька ринкова доля

Висновки по розділу

Було проведено аналіз можливості ринкової комерціалізації проекту. За результатами аналізу було виявлено, що технологічна реалізація проекту можлива, визначені його сильні та слабкі сторони, конкурентні позиції на ринку обладнання для обробки молока.

Даний ринок є привабливим для входження через інноваційний продукт. З огляду на потенційні групи клієнтів, незначні бар'єри входу на ринок та високий рейтинг у порівнянні з товарами конкурентів, даний проект можна вважати перспективним для впровадження.

Для ринкової реалізації була обрана альтернатива вибіркового проникнення на ринок, яка дозволяє мінімізувати ризики пов'язані з інноваційною складовою та отримати додаткове фінансування. Отже, має місце доцільність подальшої імплементації проекту.

Загальні висновки

В даній роботі було розроблено стенд, який дозволив би знімати статичну характеристику та досліджувати робочу характеристику процесів протікаючи у робочій рідині демпфера малої групи, таких як спінювання, зміна в'язкості, температури та кавітації шляхом візуалізації гідродинамічних процесів.

Було виконано аналіз робочих режимів роботи демпферів та розглянута їх класифікація, виконаний пошук та дослідження існуючих конструкцій. Були розроблені конструкції стенду на механічному, гідравлічному приводах та розроблена методика досліджень гідравлічного однотрубного демпфера і створена його математична модель.

В першому розділі здійснено аналіз та огляд принципу роботи та призначення демпферів. Другий розділ присвячений розробці схем та конструкції стенду для випробування та дослідження демпферів. В третьому виконано експериментальне дослідження роботи демпфера. Охорону праці та безпеку в надзвичайних ситуаціях було розглянуто в четвертому розділі. А в п'ятому розділі було розроблено стартап-проект та опис до його.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гидравлические амортизаторы автомобилей. Дербаремдикер А.Д.М., «Машиностроение», 1969, 236 стр.
2. 39. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., Машгиз, 1960.
3. Дербаремдикер А. Д. Особенности расчета однотрубных гидравлических амортизаторов. «Автомобильная промышленность», 1965, № 5.
4. 19. Дербаремдикер А.Д.К теории рабочего процесса пневмо-гидравлических устройств подвески автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1965, № 9.

5. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. Пер. с франц. С.Н. Рождественского и И. П. Золотарева. М., «Машиностроение», 1964.
6. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. Машгиз, 1963.
7. Беренц Л.И. и др. Способ получения гидравлического масла. Авторское свидетельство № 178439 (930707/23—4 от 21 ноября 1964 г.), класс сЮт; 23, с5. «Бюллетень изобретений», 1966, № 3.
8. Биркгоф Г. и др. Струи, следы и каверны. М., «Мир», 1964.
9. <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%90%D0%BC%D0%BE%D1%80%D1%82%D0%B8%D0%B7%D0%B0%D1%82%D0%BE%D1%80>
10. Ночніченко І.В., Левченко В.О., Візуалізація гідродинамічних процесів в однотрубному гідравлічному демпфері II Міжнародна науково-технічна конференція «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» м. Вінниця, 2016.- С. 212-213. 15. 11.2016.
11. В. О. Левченко, І. В. Ночніченко Експериментальне дослідження умов утворення спінювання та кавітації в однотрубному гідравлічному демпфері Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів Інновації молоді - машинобудуванню 2017 Секція: Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка м. Київ, 2017.- С. 4. 30. 05.2017.
12. Derbaremdiker, A. D. (1985) Amortizatory transportnyh mashin [Shock absorbers transport vehicles] 2nd ed., Mashinostroenie, Moscow, Russia.
13. Nochnichenko I.V. (2014), Gidravlichny`j amorty`zator z avtomaty`chnoyu stabilizaciyeyu xaraktery`sty`k v zminny`x umovax ekspluatatsiyi, Visny`k Kremenchucz`kogo nacional`nogo universy`tetu im. M.Ostrograds`kogo vol. 86, no. 3, pp. 117-124.
14. Левченко В.О., студент, наук. кер. Ночніченко І.В., к.т.н., ст. викладач Експериментальний стенд для зняття робочої

характеристики та візуалізації робочих процесів у демпферах середньої групи.

15. Литвинов А.С., Фаробін Я.Е. Автомобіль: Теорія експлуатаційних властивостей. М.: Машинобудування, 1989. 237 с.
16. <https://docplayer.net/51955028-Mizhnarodnoyi-naukovo-praktichnoyi-konferenciyi-24-travnnya-2011-roku-m-kiyiv-elektronniy-resurs-k-ntuu-kpi-s.html>
17. http://www.fhotm.kpi.ua/sworks/06/zabolotna_article_2011.pdf
18. <https://diplom89.ru/konstruktivnye/stendy/518-stend-ispytaniya-stoek-amortizatorov-avtomobilja>
19. <https://servicems.com.ua/dlya-diagnostics-i-remonta-amortizatorov>
20. <http://www.jaincolab.com/shock-absorber-test-stand>
21. Гавриленко Б. А. Минин В. А. и Рождественский С. Н. Гидравлические системы. М., «Машиностроение», 1968
22. Основи охорони праці: Навч. посіб. / В.В. Березуцький, Т.С. Бондаренко, Г.Г. Валенко та ін.; За заг. ред. В.В.Березуцького. - 2-х вид., перероб і доп. - Х.: Факт, 2007. - 480 с.
23. <https://studopedia.info/3-7459.html>
24. Ткачук К.Н., Зацарный В.В. и др. Охрана труда и промышленная безопасность: Учебное пособие. - Киев: Либра, 2010. - 558 с.